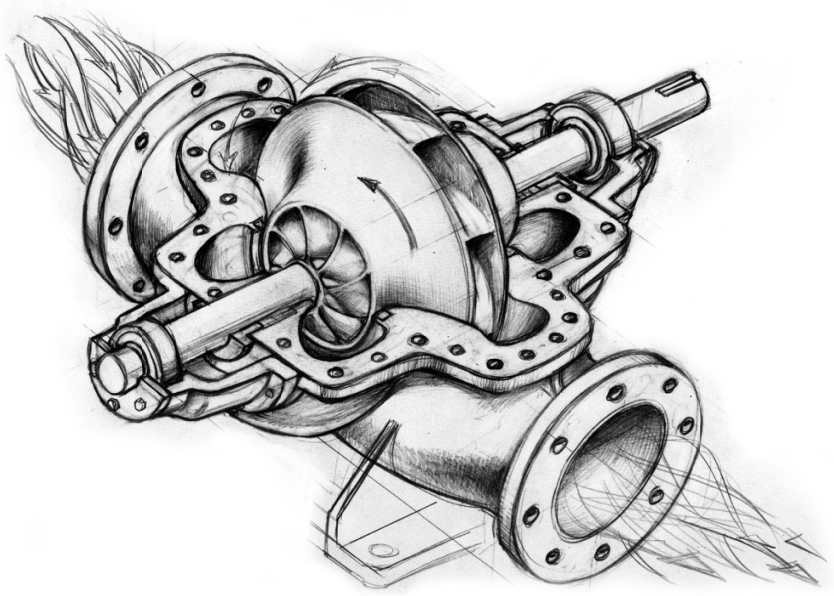
การออกแบบระบบท่อทางวิศวกรรม

Engineering Piping System Design

ฉบับปรับปรุง มิ.ย. 2560 http://www.dulyachot.me.engr.tu.ac.th/pipebook.pdf



ดุลยโชติ ชลศึกษ์

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยธรรมศาสตร์

ผลงานนี้ได้รับทุนสนับสนุนการเขียนตำราจากมหาวิทยาลัยธรรมศาสตร์ พ.ศ. 2557

แด่

คุณพ่อ ปรีชา ชลศึกษ์

คำนำ

ระบบท่อส่งของเหลวเป็นส่วนประกอบสำคัญในระบบงานทางวิศวกรรม ระบบท่อส่งของเหลวพบได้ตั้งแต่ในเครื่องจักรต่างๆ ไปจนถึงในอาคารและในโรงงานอุตสาหกรรม ระบบท่อส่งของเหลวมีหน้าที่ส่งของเหลวจากจุดหนึ่งไปยังอีกจุดหนึ่งเพื่อวัตถุประสงค์ต่างๆ เช่นการส่งน้ำไปใช้งานทั่วไป ส่งน้ำไปหล่อเย็นเครื่องจักร หรือ ส่งไอน้ำไปใช้งานในกระบวนการผลิตเป็นต้น การออกแบบระบบท่อเหล่านั้นให้เหมาะสมเป็นสิ่งสำคัญที่จะทำให้ระบบงานทางวิศวกรรมต่างๆทำงานได้อย่างถูกต้อง

ตำรานี้ถูกจัดทำขึ้นเพื่อใช้ในการเรียนการสอนวิชา วก. 444 การออกแบบระบบท่อทางวิศวกรรม ตามหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต ของภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยธรรมศาสตร์ เนื้อหาภายในเล่มสามารถแบ่งออกเป็นสามส่วนหลัก คือ ส่วนแรกในบทที่ 1 ถึงบทที่ 3 กล่าวถึงความรู้เบื้องต้นเกี่ยวกับระบบท่อและอุปกรณ์ประกอบซึ่งจะครอบคลุม แนวคิดในการออกแบบระบบท่อ มาตรฐานเกี่ยวกับการออกแบบระบบท่อ หน่วยวัดพื้นฐาน ชนิดของท่อและคุณลักษณะจำเพาะ อุปกรณ์ประกอบในระบบท่อ ปั๊ม และ การเขียนแบบระบบท่อ ตามด้วยส่วนที่สองในบทที่ 4 ถึงบทที่ 6 ที่กล่าวถึงทฤษฎีเกี่ยวกับการไหลในท่อและหลักการออกแบบระบบจ่ายน้ำ โดยในส่วนนี้จะปูพื้นฐานทางทฤษฎีตั้งแต่หลักกลศาสตร์ของไหลของการไหลในท่อ การคำนวณความดันสูญเสียในระบบท่อ ซึ่งจะนำไปสู่การออกแบบระบบท่อส่งน้ำเบื้องต้น และจบด้วยการเพิ่มความดันในระบบท่อด้วยปั๊ม เมื่อผู้อ่านมีความเข้าใจในหลักการเบื้องต้นนี้ก็จะสามารถนำไปเป็นพื้นฐานเพื่อทำความเข้าใจในวิธีการออกแบบระบบท่อต่างๆได้ โดยนำความรู้ด้านที่เกี่ยวข้องมาใช้ร่วมด้วย เช่น นำหลักการออกแบบท่อส่งของเหลวร่วมกับความรู้ด้านพลศาสตร์ความร้อนเพื่อทำความเข้าใจวิธีการออกแบบระบบท่อไอน้ำเป็นต้น ซึ่งส่วนที่สามของหนังสือเล่มนี้คือ บทที่ 7 ถึงบทที่ 13 จะแนะนำการออกแบบระบบท่อที่สำคัญในอาคารและในอุตสาหกรรม อันประกอบด้วย การออกแบบระบบท่อน้ำประปา การออกแบบระบบท่อระบายน้ำ การออกแบบระบบท่อน้ำดับเพลิง การออกแบบระบบท่อน้ำเย็น การออกแบบระบบท่อไอน้ำ และการออกแบบระบบท่ออากาศอัด การนำเสนอการออกแบบระบบท่อแต่ละชนิดจะเริ่มจากการแนะนำองค์ประกอบและภาพรวม ตามด้วยทฤษฎี วิธีการออกแบบ และตัวอย่าง เพื่อสร้างเสริมความเข้าใจแก่ผู้อ่าน

งานระบบทางวิศวกรรมเป็นงานที่ต้องมีวิศวกรแขนงต่างๆมาทำงานร่วมกัน และต้องมีการประสานงานกันดังนั้นจึงหลีกเลี่ยงไม่ได้ที่วิศวกรเครื่องกลจะต้องมีความรู้ในวิศวกรรมแขนงอื่นอยู่บ้างให้เพียงพอต่อการสื่อสารกัน เช่นต้องรู้พื้นฐานทางไฟฟ้าเนื่องจากอุปกรณ์หลักเช่นปั๊ม เครื่องอัดอากาศ และ ระบบควบคุม ต้องใช้ไฟฟ้าขับเคลื่อน และต้องมีเข้าใจงานของวิศวกรโยธา ว่าต้องการข้อมูลน้ำหนักของท่อไปคำนวณโครงสร้าง เป็นต้น เนื้อหาบางส่วนจึงอาจคาบเกี่ยวกับวิศวกรรมศาสตร์ แขนงอื่นอยู่บ้าง นอกจากนี้ในการทำงานจริง ผู้ออกแบบยังต้องอ้างอิงกับมาตรฐานที่เกี่ยวข้องทั้งมาตรฐานในประเทศ และ มาตรฐานนานาชาติ เนื้อหาบางส่วนในเอกสารนี้จึงมาจากมาตรฐานที่เกี่ยวข้องด้วย อย่างไรก็ตามผู้อ่านจะพบว่าหนังสือเล่มนี้เน้นการนำเสนอทฤษฎีมากเป็นพิเศษ ทั้งนี้เนื่องจากความรู้พื้นฐานที่ดีจะทำให้ผู้อ่านมีความเข้าใจในที่มาของมาตรฐานต่างๆ แทนที่จะทำตามโดยไม่คำนึงถึงที่มา เพราะบางครั้งแม้แต่มาตรฐานเองก็อาจมีข้อผิดพลาด ซึ่งความรู้ความเข้าใจทฤษฎีนี้เมื่อใช้ร่วมกับประสบการณ์ก็จะนำไปสู่การพัฒนามาตรฐานและวิธีการออกแบบที่ดียิ่งขึ้นในอนาคต

ดุลยโชติ ชลศึกษ์
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์
มหาวิทยาลัยธรรมศาสตร์

แผนการสอนวิชา วก.444 การออกแบบระบบท่อทางวิศวกรรม

รายละเอียดวิชา

การกำหนดขนาด และออกแบบระบบท่อต่างๆ เช่น ท่อน้ำร้อนและน้ำเย็น ท่อสำหรับอากาศอัด และก๊าซชนิดต่าง ๆ การออกแบบท่อน้ำทิ้ง และท่อระบายอากาศ การออกแบบระบบท่อไอน้ำ และน้ำที่ได้จากการควบแน่น การใช้ตัวดักไอน้ำ การลดความดันในท่อ การเลือกใช้อุปกรณ์และส่วนประกอบในระบบท่อ เช่น วาล์วประเภทต่างๆ ท่อและข้อต่อ กรอง อุปกรณ์แขวนท่อ ฉนวน เป็นต้น เทคนิคการติดตั้งระบบท่อ การตรวจสอบและบำรุงรักษาระบบท่อ

กำหนดการ

ครั้งที่	หัวข้อ
1	แนะนำระบบท่อทางวิศวกรรม ทบทวนความรู้ทางด้านกลศาสตร์ของไหล กลไกของการไหลในท่อ หน่วยพื้นฐานที่เกี่ยวข้อง ข้อควรคำนึงในการออกแบบระบบท่อ มาตรฐานที่เกี่ยวข้อง
2	แนะนำอุปกรณ์ในระบบท่อเช่น ท่อ วาล์ว ข้อต่อ และอุปกรณ์ประกอบ ปั๊ม ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลความสูง และความดันในระบบท่อ การตอบสนองของปั๊ม
3	การเขียนแบบระบบท่อ สัญลักษณ์ ชนิดและส่วนประกอบของแบบงานระบบท่อ การประเมินราคางานก่อสร้าง ทฤษฎีของการไหลในท่อ
4	การคำนวณความดันสูญเสียในท่อ
5	การออกแบบระบบท่อส่งของเหลว การคำนวณความหนาของท่อ การกำหนดขนาดท่อ
6	การเพิ่มความดันด้วยปั๊ม เส้นโค้งสมรรถนะของปั๊ม จุดทำงานของปั๊ม การติดตั้งปั๊ม
7	การออกแบบระบบท่อสงน้ำประปา การประเมินความต้องการน้ำ
สอบกลางภาค	

ครั้งที่	หัวข้อ
8	การออกแบบระบบท่อน้ำทิ้ง และระบบระบายน้ำฝน
9	การออกแบบระบบท่อน้ำดับเพลิงเบื้องต้น
10	การออกแบบระบบท่อน้ำเย็นเพื่อการปรับอากาศ การปรับสมดุลของการไหล การคำนวณอำนาจการควบคุมของวาล์วควบคุม
11	การออกแบบระบบท่อส่งไอน้ำ พลศาสตร์ความร้อนของไอน้ำ อุปกรณ์ในระบบไอน้ำ
12	ระบบท่อน้ำกลั่นตัว ความเค้น การหุ้มฉนวนท่อไอน้ำ กับดักไอน้ำ
13	การออกแบบระบบท่ออากาศอัด พลศาสตร์ความร้อนของอากาศอัด อุปกรณ์ในระบบอัดอากาศ
14	ทบทวนและสรุป
สอบปลายภาค	

การให้คะแนน

สอบกลางภาค	30%
สอบปลายภาค	40%
โครงงาน	20%
การบ้าน	10%

สารบัญ

คำนำ

แผนการสอน

บทที่ 1 บทนำ 1

1.1 แนวคิดในการออกแบบระบบท่อ 2
1.2 มาตรฐานเกี่ยวกับการออกแบบระบบท่อ 4
1.3 หน่วยวัดพื้นฐาน 6

บทที่ 2 วัสดุและอุปกรณ์ **9**

2.1 ขนาดและพิกัดของท่อ 9
2.2 ชนิดและคุณสมบัติของวัสดุทำท่อ 13
2.3 การต่อท่อ 25
2.4 วาล์ว 32
2.5 อุปกรณ์ประกอบในระบบท่อ 38
2.6 ปั๊ม 41
แบบฝึกหัด 46

บทที่ 3 การเขียนแบบระบบท่อ **53**

3.1 การใช้สัญลักษณ์ 53
3.2 การเขียนแบบระบบท่อ 55
แบบฝึกหัด 63

บทที่ 4 ทฤษฎีของการไหลในท่อ **65**

4.1 คุณสมบัติของของไหลและลักษณะการไหล 65
4.2 สมการพื้นฐาน 67
4.3 การคำนวณความดันสูญเสียในระบบท่อ 71
แบบฝึกหัด 90

บทที่ 5 การออกแบบระบบท่อส่งของเหลว **83**

5.1 ขั้นตอนการออกแบบระบบส่งของเหลว 91

5.2 การกำหนดความหนาของท่อ 92

5.3 การกำหนดขนาดท่อส่งของเหลว และการประเมินความต้องการความดัน 94

แบบฝึกหัด 11

บทที่ 6 การเพิ่มความดันด้วยปั๊ม **113**

6.1 ความรู้พื้นฐานเกี่ยวกับปั๊ม 113

6.2 จุดทำงาน 122

6.3 การเลือกปั๊ม 132

6.4 การติดตั้งปั๊ม 137

แบบฝึกหัด 141

บทที่ 7 การออกแบบระบบท่อน้ำประปา **145**

7.1 ส่วนประกอบของระบบประปาในอาคาร 145

7.2 การประเมินความต้องการน้ำ 148

7.3 การเดินท่อประปาสำหรับห้องน้ำ 153

7.4 ระบบส่งน้ำประปาในอาคาร 158

แบบฝึกหัด 163

บทที่ 8 การออกแบบระบบท่อระบายน้ำ **165**

8.1 ส่วนประกอบของระบบระบายน้ำ 166

8.2 การไหลที่ขับเคลื่อนด้วยแรงโน้มถ่วง 168

8.3 การออกแบบระบบท่อระบายน้ำในอาคาร 175

8.4 การออกแบบระบบท่ออากาศ 178

8.5 ท่อระบายน้ำฝน 180

แบบฝึกหัด 183

บทที่ 9 การออกแบบระบบท่อน้ำดับเพลิง **185**
9.1 พื้นฐานของระบบดับเพลิง 185
9.2 นิยามและข้อกำหนด 187
9.3 ระบบท่อยืนและสายฉีดน้ำดับเพลิง 190
9.4 ระบบหัวโปรยน้ำดับเพลิง 195
9.5 ปั๊มน้ำดับเพลิง 199
แบบฝึกหัด 200

บทที่ 10 การออกแบบระบบท่อน้ำเย็นเพื่อการปรับอากาศ **201**
10.1 ส่วนประกอบของระบบน้ำเย็นเพื่อการปรับอากาศ 201
10.2 การออกแบบระบบท่อน้ำเย็นเพื่อการปรับอากาศ 204
10.3 สมดุลของการไหลในระบบ 206
10.4 ฉนวนท่อน้ำเย็น 214
แบบฝึกหัด 218

บทที่ 11 การออกแบบระบบท่อไอน้ำ ตอนที่ 1 **219**
11.1 คุณสมบัติของไอน้ำ 219
11.2 ส่วนประกอบของระบบไอน้ำ 223
11.3 การออกแบบระบบท่อไอน้ำ 229
แบบฝึกหัด 245

บทที่ 12 การออกแบบระบบท่อไอน้ำ ตอนที่ 2 **247**
12.1 ต้นทุนของไอน้ำ 247
12.2 ความร้อนสูญเสียและการหุ้มฉนวน 250
12.3 การออกแบบท่อน้ำกลั่นตัว 258
12.4 การเลือกใช้กับดักไอน้ำ 260
12.5 การขยายตัวของท่อไอน้ำ 263
แบบฝึกหัด 266

บทที่ 13 การออกแบบระบบท่ออากาศอัด **267**

13.1 พลศาสตร์ความร้อนของการอัดอากาศ 267

13.2 ส่วนประกอบของระบบอากาศอัด 269

13.2 การออกแบบระบบท่ออากาศอัด 273

แบบฝึกหัด 289

บทที่ 14 สรุป **291**

ภาคผนวก **293**

ภาคผนวก ก. ตัวคูณแปลงหน่วย 295

ภาคผนวก ข. ตารางท่อ 299

ภาคผนวก ค. คุณสมบัติของของไหล 311

บรรณานุกรม **323**

บทที่ 1 บทนำ

ระบบท่อเป็นระบบสำคัญในงานทางวิศวกรรมทุกชนิด เราจะพบระบบท่อชนิดต่างๆในโรงงานอุตสาหกรรม อาคาร เครื่องยนต์ เครื่องจักร รวมไปถึงในร่างกายของสิ่งมีชีวิต หน้าที่หลักของระบบท่อคือการส่งของเหลวจากที่หนึ่งไปยังอีกที่หนึ่ง ซึ่งบางครั้งของเหลวอาจมีหน้าที่เป็นตัวกลางในการขนส่ง เช่น การส่งพลังงานความร้อนผ่านทางน้ำ หรือ ไอน้ำ หรือ การส่งพลังงานกลผ่านทางอากาศอัด เป็นต้น



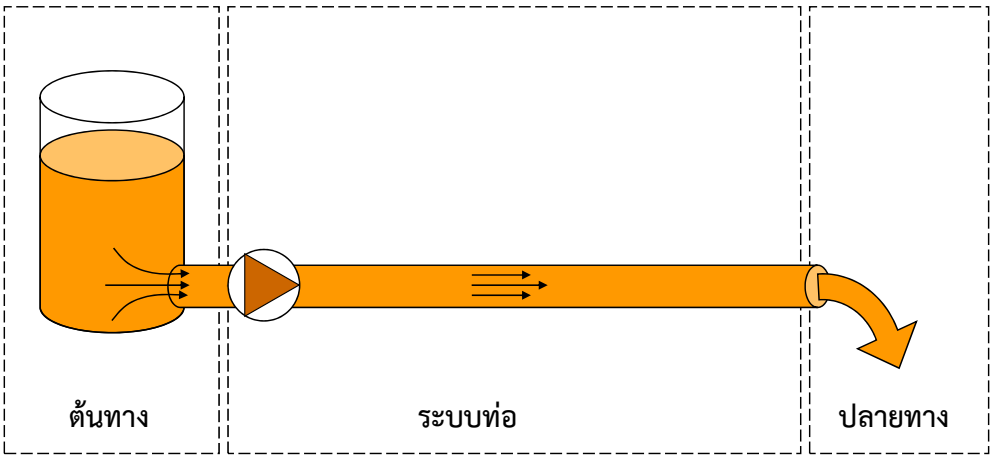
รูปที่ 1.1 ระบบท่อที่พบได้ทั่วไป

ระบบท่อเป็นระบบที่มีมูลค่าประมาณ 7 - 8% ของมูลค่าการก่อสร้างโรงงานทั่วไป และอาจมีมูลค่ามากถึง 30% ในกรณีของเรือเดินสมุทรบางชนิด ระบบท่อมีผลอย่างมากต่อการใช้พลังงานอาคารและโรงงานซึ่งจะเป็นค่าใช้จ่ายสะสมตลอดอายุการใช้งาน ดังนั้นการออกแบบระบบท่ออย่างเหมาะสมจึงเป็นสิ่งสำคัญอย่างยิ่ง

บทนี้แนะนำผู้อ่านเข้าสู่แนวคิดเบื้องต้นในการมองปัญหาการออกแบบระบบท่อ จากนั้นจะแนะนำมาตรฐานต่างๆที่เกี่ยวข้อง และทบทวนหน่วยวัดพื้นฐาน

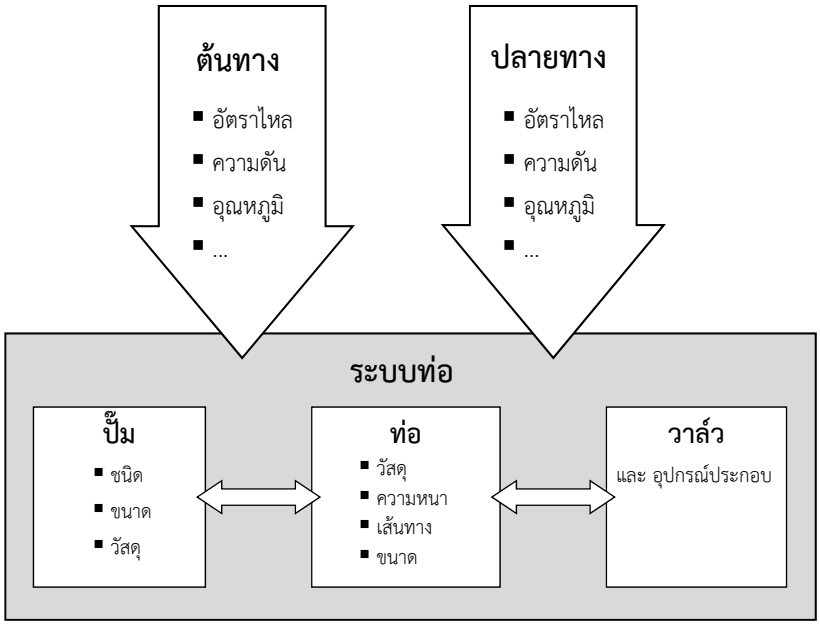
1.1 แนวคิดในการออกแบบระบบท่อ

การออกแบบระบบท่อไม่ใช่แค่เพียงกำหนดขนาดท่อให้เหมาะสมเท่านั้น แต่ยังประกอบด้วยการเลือกชนิดของท่อ และอุปกรณ์ประกอบ กำหนดเส้นทางการเดินท่อ และวิธีการติดตั้งที่เหมาะสมด้วย ดังนั้นบทนี้จึงขอกล่าวถึงแนวคิดโดยรวมในการออกแบบระบบท่อโดยเริ่มมองการออกแบบระบบท่อเหมือนกับการออกแบบระบบทางกลทั่วๆไปซึ่งวิศวกรเครื่องกลสามารถมององค์ประกอบของปัญหาเป็นสามส่วนคือ ต้นทาง ระบบ และ ผู้ใช้งานที่ปลายทาง ดังรูปที่ 1.2 ซึ่งหากเป็นงานออกแบบเครื่องจักร เราจะเริ่มมองที่ปลายทางว่าต้องการอะไร เช่นต้องการแรงบิด และความเร็วเท่าใด แล้วมาเลือกว่าสามารถจัดต้นกำลังเป็นอย่างไรบ้าง แล้วจึงออกแบบระบบเพลา เฟืองทด หรือชิ้นส่วนประกอบอื่นๆตรงกลางให้เชื่อมโยงส่งถ่ายกำลังไปยังปลายทางได้ตามที่ต้องการ



รูปที่ 1.2 องค์ประกอบของปัญหาการออกแบบระบบท่อ

การออกแบบระบบท่อก็เช่นกัน ผู้ออกแบบต้องหาข้อมูลว่าปลายทางต้องการอะไรให้ได้ เช่นต้องการน้ำเย็นที่อัตราการไหล อุณหภูมิ และ ความดันเท่าใด แล้วจึงไปดูว่าสามารถจัดหาน้ำตามเงื่อนไขอย่างไร จากนั้นจึงออกแบบระบบท่อและอุปกรณ์ประกอบเพื่อให้เชื่อมโยงน้ำจากต้นทางเพื่อไปหล่อเย็นเครื่องจักรที่ปลายทางดังแผนภูมิการเดินทางของข้อมูลในรูปที่ 1.3 ซึ่งอาจต้องมีการติดตั้งเครื่องทำน้ำเย็นหรือหอผึ่งน้ำ และปั๊ม เพื่อให้ได้ อัตราไหล ความดัน และอุณหภูมิที่ต้องการที่ปลายทาง ทั้งนี้ในการขนถ่ายปริมาณทางกลทุกชนิด ก็ย่อมมีการสูญเสียพลังงานเกิดขึ้นทั้งสิ้น สำหรับการสูญเสียในการส่งของไหลนี้จะอยู่ในรูปของการสูญเสียความดันไปกับแรงเสียดทานระหว่างของไหลกับผิวท่อ และสูญเสียความดันการเปลี่ยนแปลงโมเมนตัมในการไหล



รูปที่ 1.3 การเดินทางของข้อมูลในการออกแบบระบบท่อ

จากแนวคิดข้างต้นผู้ออกแบบจะมีเป้าหมายในการออกแบบที่ชัดเจนว่าต้องส่งน้ำเย็นไปถึงเครื่องจักรที่สภาพใด จากนั้นก่อนที่จะร่างแบบการเดินท่อขึ้นมา ผู้ออกแบบจะต้องคำนึงถึงองค์ประกอบด้านสภาพแวดล้อมที่เกี่ยวข้อง เช่น ข้อมูลทางสถาปัตยกรรมว่าการเดินท่อจากจุดหนึ่งจะต้องเดินไปอย่างไร เดินบนเพดาน หรือใต้พื้น เป็นต้น ซึ่งเมื่อได้เส้นทางการเดินท่อก็จะนำไปสู่การเลือกชนิดและกำหนดขนาดท่อ โดยในขั้นตอนนี้ผู้ออกแบบจะเลือกขนาดท่อที่เหมาะสม คือมีขนาดใหญ่เพียงพอที่จะส่งของเหลวไปได้โดยความดันไม่สูญเสียมากจนเกินไป แต่ไม่ใหญ่จนทำให้ต้องจ่ายค่าท่อราคาแพงเกินไปโดยไม่จำเป็น ซึ่งสำหรับมือใหม่แล้วบางครั้งหากหาจุดพอดีไม่ได้ การออกแบบให้ *ใหญ่ไปนิด*(แต่ใช้งานได้ดี) น่าจะดีกว่า *เล็กไปหน่อย*(แต่อาจมีปัญหา)

ในการทำงานจริงเลือกชนิดขนาดท่อที่กล่าวถึงนี้จะต้องอ้างอิงกับมาตรฐานการออกแบบที่เกี่ยวข้อง เช่นในประเทศไทยก็จะอ้างอิงกับมาตรฐานของวิศวกรรมสถานแห่งประเทศไทย เป็นต้น หัวข้อต่อไปจะแนะนำสถาบันที่เกี่ยวข้องกับการออกมาตรฐานทางด้านระบบท่อ

1.2 มาตรฐานเกี่ยวกับการออกแบบระบบท่อ

ในการออกแบบระบบท่อจำเป็นอย่างยิ่งที่ผู้ออกแบบจะต้องรับรู้และดำเนินการให้สอดคล้องกับมาตรฐานสากลที่เกี่ยวข้อง เพราะจะมีผลต่อการรับรองโดยหน่วยงานตรวจสอบต่างๆ สำหรับประเทศไทยมีมาตรฐานของวิศวกรรมสถานแห่งประเทศไทย (วสท.) เป็นแนวทาง อย่างไรก็ตามในปัจจุบันมาตรฐาน วสท. ยังไม่ครอบคลุมระบบท่อทางวิศวกรรมทั้งหมด ดังนั้นผู้ออกแบบจึงอาจต้องอ้างอิงกับมาตรฐานสากล ซึ่งมาตรฐานที่เกี่ยวข้อกับการออกแบบระบบท่อเป็นที่นิยมใช้มีตัวอย่างดังต่อไปนี้

American National Standard Institute (ANSI)

ANSI เป็นองค์กรเอกชนที่ทำงานด้านการกำหนด พัฒนา และอนุมัติมาตรฐานต่างๆ ทั่วไป ของประเทศสหรัฐอเมริกา

American Petroleum Institute (API)

องค์กรนี้มีบทบาทเกี่ยวข้องในกิจการด้านปิโตรเลียมของประเทศสหรัฐอเมริกา บทบาทของ API อาทิเช่น การวิจัยพัฒนา การเก็บข้อมูลสถิติ การออกมาตรฐาน และการรับรองมาตรฐาน ซึ่งมาตรฐานส่วนหนึ่งที่ออกโดย API จะเป็นมาตรฐานเกี่ยวกับงานท่อในอุตสาหกรรมปิโตรเลียม

American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE)

ASHRAE มีวัตถุประสงค์เพื่อพัฒนาศาสตร์และศิลป์ของการออกแบบระบบทำความร้อน ระบบทำความเย็นและระบบปรับอากาศ เนื่องจากระบบเหล่านี้มีท่อเป็นส่วนประกอบหลัก มาตรฐาน ASHRAE จึงมีบางส่วนที่เกี่ยวข้องกับการออกแบบระบบท่อด้วย

American Society of Mechanical Engineers (ASME)

ASME มีบทบาทในการพัฒนาศาสตร์ทางด้านวิศวกรรมเครื่องกล โดยมีมาตรฐานที่เกี่ยวข้องกับการออกแบบระบบท่อที่สำคัญคือ มาตรฐานเกี่ยวกับหม้อไอน้ำและถังความดัน และมาตรฐานสำหรับการออกแบบท่อความดัน (ASME B31 series). โดยในส่วนของมาตรฐานการออกแบบระบบท่อความดันมีหัวข้อย่อยเช่น

B31.1. Power Piping

B31.2. Fuel Gas Piping
B31.3. Process Piping
B31.4. Pipeline Transportation Systems for Liquid Hydrocarbons and Other Liquids
B31.5. Refrigeration Piping
B31.8. Gas Transmission and Distribution Piping
B31.9. Building Services Piping

American Society of Testing and Materials (ASTM)
ASTM ทำหน้าที่กำหนดมาตรฐานเกี่ยวกับวัสดุเป็นหลัก

American Water Works Association (AWWA)
AWWA เป็นองค์กรไม่แสวงผลกำไรในรูปแบบของสมาคมวิชาชีพด้านการจัดการน้ำ

Factory Mutual Research Corporation (FM)
FM เป็นหน่วยงานมุ่งรักษาทรัพย์สินสาธารณะ ด้วยการกำหนดมาตรฐานของอุปกรณ์ต่างๆ และให้การรับรองในด้านความปลอดภัยต่อการเกิดเพลิงไหม้ของอุปกรณ์ทางไฟฟ้า

International Organization for Standardization (ISO)
ISO เป็นเครือข่ายขององค์กรที่รับผิดชอบด้านการกำหนดมาตรฐานของ 157 ประเทศ (ข้อมูลปี 2551) โดยมีศูนย์กลางอยู่ที่ประเทศสวิสเซอร์แลนด์ ISO ทำหน้าที่ประสานระหว่างภาครัฐและภาคเอกชนเพื่อกำหนดมาตรฐานในการดำเนินกิจกรรมต่างๆ ทั้งมาตรฐานด้านการจัดการ และมาตรฐานของงานทางเทคนิคในสาขาต่างๆ เช่น วิศวกรรม วิทยาศาสตร์ เป็นต้น ในด้านระบบท่อ ISO ก็มีมาตรฐานที่เกี่ยวข้องมากมาย เช่น มาตรฐานของ ท่อ วาล์ว และปั๊ม

National Fire Protection Association (NFPA)
NFPA เป็นองค์กรทางวิชาการเกี่ยวกับการป้องกัน และควบคุมเพลิงไหม้ ซึ่งมาตรฐานที่ออกโดย NFPA เป็นที่ยอมรับยึดถือเป็นแนวทางในการออกแบบระบบท่อดับเพลิง



National Sanitation Foundation (NSF)
เป็นองค์กรที่ดูแลและกำหนดมาตรฐานเกี่ยวกับระบบสาธารณูปโภค เช่นมาตรฐานของระบบท่อน้ำดื่ม



Underwriters Laboratories (UL)
UL เป็นองค์กรอิสระที่ทำงานด้านความปลอดภัยเป็นหลัก องค์กรนี้ทำการทดสอบ ออกข้อกำหนด มาตรฐาน และให้การรับรอง วัสดุ อุปกรณ์ และ ผลิตภัณฑ์ต่างๆ ที่มีผลต่อความปลอดภัยของสาธารณะชน

1.3 หน่วยวัดพื้นฐาน

หน่วยวัดพื้นฐานที่นิยมใช้กันในปัจจุบันเป็นการวัดในระบบเมตริก หรือที่นิยมเรียกกันว่าหน่วยเอสไอ (SI unit) ซึ่งย่อมาจาก ‘‘Syste`me International d’Unite´s’’ หรือ the International System of Units ซึ่งนานาชาติมีการตกลงใช้กันตั้งแต่ปี ค.ศ. 1960 อย่างไรก็ตามยังมีประเทศอุตสาหกรรมบางประเทศที่ยังไม่ได้เปลี่ยนมาใช้ระบบเอสไออย่างสมบูรณ์ เช่นประเทศสหรัฐอเมริกาซึ่งยังมีการใช้หน่วย นิ้ว-ปอนด์ (IP unit) อยู่ ซึ่งหัวข้อนี้จะกล่าวถึงหน่วยวัดพื้นฐานและวิธีการแปลงหน่วยโดยเน้นหน่วยที่เกี่ยวข้องกับการออกแบบระบบท่อดังนี้

หน่วยวัดพื้นฐานในระบบเอสไอประกอบด้วยหน่วยวัดปริมาณ 7 ชนิด ซึ่งไม่ขึ้นแก่กัน ดังตารางที่ 1.1

ตารางที่ 1.1 หน่วยวัดปริมาณพื้นฐาน

ปริมาณ	หน่วยวัดในระบบเอสไอ	ตัวย่อ
ความยาว	เมตร	m
มวล	กิโลกรัม	kg
เวลา	วินาที	s
กระแสไฟฟ้า	แอมแปร์	A
อุณหภูมิ	เคลวิน	K
ปริมาณของสสาร	โมล	m
ความส่องสว่าง	แรงเทียน (candela)	cd

หน่วยวัดที่เกี่ยวข้องกับการไหลที่สร้างขึ้นจากหน่วยวัดขั้นพื้นฐานประกอบด้วยหน่วยวัดปริมาณดังต่อไปนี้

ตารางที่ 1.2 หน่วยวัดที่เกี่ยวของกับการไหล

ปริมาณ	หน่วยเอสไอ	หน่วยอื่นๆ
พื้นที่	**ตารางเมตร (m^2)** ตารางเซนติเมตร (cm^2)	ตารางฟุต (ft^2) ตารางนิ้ว (in^2)
ปริมาตร	**ลูกบาศก์เมตร (m^3)** ลิตร (l)	ลูกบาศก์ฟุต (ft^3) แกลลอน (gallon)
ความเร็ว	**เมตรต่อวินาที (m/s)**	ฟุตต่อวินาที (fps) ฟุตต่อนาที (fpm)
อัตราการไหล	**ลูกบาศก์เมตรต่อวินาที (m^3/s)** ลูกบาศก์เมตรต่อนาที (m^3/min) ลูกบาศก์เมตรต่อชั่วโมง (m^3/h) ลิตรต่อวินาที (lps) ลิตรต่อนาที (lpm)	ลูกบาศก์ฟุตต่อนาที (cfm) แกลลอนต่อนาที (gpm)
ความดัน	**นิวตันต่อตารางเมตร (N/m^2)** **ปาสคาล (Pa)** เมกะปาสคาล (MPa) กิโลกรัมต่อตารางเซนติเมตร (kg/cm^2) บาร์ (bar) เมตรน้ำ (m.WG.)	ปอนด์ต่อตารางนิ้ว (psi) ฟุตน้ำ (ft.WG.) นิ้วน้ำ (in.WG.)
พลังงาน	จูล (J) แคลอรี่ (Cal)	บีทียู (Btu)
กำลัง	วัตต์ (watt)	แรงม้า (HP) บีทียูต่อชั่วโมง (Btu/h)

หมายเหตุ ตารางแปลงหน่วยอยู่ในภาคผนวก ก.

นอกจากจะต้องสามารถแปลงหน่วยไปมาได้แล้ว วิศวกรผู้ออกแบบระบบท่อจะต้องสร้างความคุ้นเคยกับหน่วยวัดข้างต้น หรืออาจกล่าวว่าวิศวกรสามารถอ้างอิงถึงหน่วยวัดปริมาณต่างๆ อย่างเป็นรูปธรรม เช่น การกล่าวว่าท่อน้ำมีอัตราการไหล 10 ลิตรต่อนาทีหมายถึงอัตราการไหลที่มากน้อยแค่ไหน หรือความดัน 10 บาร์มากหรือน้อยอย่างไร วิธีหนึ่งที่จะช่วยสร้างความคุ้นเคยคือการเทียบตัวเลขกับสิ่งที่เห็นหรือรับรู้ได้ดังตัวอย่างต่อไปนี้

ความเร็วของการเดินปกติประมาณ 1-2 เมตรต่อวินาที
น้ำ 1 ขัน คือปริมาตรประมาณ 1 ลิตรและน้ำ 1 ลูกบาศก์เมตรคือน้ำ 1000 ขัน
อัตราการไหลของน้ำออกจากก๊อกที่อ่างล้างมือตามบ้าน ประมาณ 1-2 ลิตรต่อนาที
ความดัน 1 บาร์ เทียบเท่ากับความสูงของน้ำประมาณ 10 เมตร

ทั้งนี้ผู้อ่านควรทำการทดลองง่ายๆเพื่อให้เกิดประสบการณ์ด้วยตนเองเช่น การจับเวลาในการตวงน้ำจากก๊อกน้ำ เป็นต้น

บทที่ 2 วัสดุและอุปกรณ์

ตามที่ได้กล่าวไว้แล้วว่าการออกแบบระบบท่อนอกจากจะต้องทำการกำหนดเส้นทางและขนาดท่อแล้ว ยังต้องทำการเลือกชนิดของท่อและวัสดุอุปกรณ์ประกอบต่างๆให้เหมาะสมด้วย บทนี้จึงแนะนำผู้อ่านให้รู้จักกับวัสดุและอุปกรณ์ที่เกี่ยวข้องในระบบท่อโดยสังเขป

2.1 ขนาดและพิกัดของท่อ

ในการออกแบบท่อผู้ออกแบบไม่สามารถระบุขนาดได้อย่างอิสระ เนื่องจากผู้ผลิตจะผลิตท่อมาตามขนาดมาตรฐานซึ่งมีเส้นผ่านศูนย์กลางและความหนาเป็นมาตรฐานที่กำหนดไว้แล้ว ดังรายละเอียดต่อไปนี้

เส้นผ่านศูนย์กลางและความหนาของท่อ

ระบบการกำหนดขนาดท่อที่ใช้มาแต่ดั้งเดิมคือระบบ สำหรับกำหนดขนาดท่อเหล็ก (iron pipe size - IPS) ซึ่งระบบนี้กำหนดขนาดท่อตามเส้นผ่านศูนย์กลางภายในเป็นหน่วยนิ้ว เช่น IPS 6 คือท่อที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางภายในเท่ากับ 6 นิ้ว ภายหลังมีการผลิตท่อที่มีความหนาต่างๆกัน ระบบการกำหนดขนาดท่อจึงเปลี่ยนไปอ้างอิงกับเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก และมีการให้รหัสสำหรับความหนาของท่อเป็น standard (STD), extra strong (XS) or extra heavy (XH). double extra strong (XXS) or double extra heavy (XXH) ซึ่งต่อมามีการผลิตท่อที่มีความหนาหลากหลายขึ้นอีกจึงมีการเปลี่ยนระบบการให้ขนาดท่อเป็นขนาดระบุ (nominal pipe size - NPS) และใช้สเกดูล (schedule - SCH) ระบบ NPS ระบุขนาดท่อเป็นขนาดประมาณในหน่วยนิ้ว เช่น NPS 2 คือท่อที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก 2.375 นิ้ว ซึ่งในท่อที่มีขนาดตั้งแต่ NPS 12 ลงไปจะมีเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกใหญ่กว่าขนาดระบุ ขณะที่ท่อขนาดตั้งแต่ 14 นิ้วขึ้นไปจะมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกเท่ากับขนาดระบุ ส่วนเส้นผ่านศูนย์กลางภายในจะแปรเปลี่ยนตามความหนาของท่อ ซึ่งท่อที่มีสเกดูลสูงๆหมายถึงท่อที่มีความหนามากก็จะมีเส้นผ่านศูนย์กลางภายในเล็กกว่าท่อที่มีสเกดูลต่ำ

การระบุขนาดท่อในระบบเมตริก จะระบุเป็นเส้นผ่านศูนย์กลางระบุ (Diameter nominal - DN) โดยเส้นผ่านศูนย์กลางระบุจะมีหน่วยเป็นมิลลิเมตร เช่น DN 50 มีความหมายเหมือน NPS 2. ตารางที่ 2.1 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อในระบบ DN และ NPS

ตารางที่ 2.1 ความสัมพันธ์ระหว่างเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อเหล็กในระบบ NPS และ DN

NPS (นิ้ว)	DN (มม.)	เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก (มม.)
1/8	-	10.3
1/4	6	13.7
3/8	10	17.1
1/2	15	21.34
3/4	20	26.67
1	25	33.4
1-1/4	32	42.16
1-1/2	40	48.26
2	50	60.32
2-1/2	65	73.02
3	80	88.9
3-1/2	90	101.6
4	100	114.3
5	125	141.3
6	150	168.3
8	200	219.1
10	250	273
12	300	323.9
14	350	355.6
16	400	406.4
18	450	457.2
20	500	508
22	550	558.8
24	600	609.6
26	650	660.4
28	700	711.2
30	750	762
32	800	812.8
34	850	863.6
36	900	914.4
40	1000	1016
42	1050	
44	1100	
46	1200	
48	1300	
52	1400	
56	1500	
60	1600	
64	1700	
68	1800	
72	1900	
80	2000	

Schedule Number

การระบุความหนาของท่อในปัจจุบันนิยมระบุเป็นสเกดูล โดยเรียงจากบางไปหนาได้ดังนี้ สเกดูล 5, 5S, 10, 10S, 20, 20S, 30, 40, 40S, 60, 80, 80S, 100, 120, 140 และ 160 สำหรับสเกดูลที่มีอักษร S ตามหลังจะมีความหนาเป็นไปตามมาตรฐาน ASME B36.19M โดยจะใช้สำหรับท่อสเตนเลสเป็นหลัก ซึ่งท่อตามมาตรฐานเก่าที่ความหนาปานกลางหรือ STD จะมีความหนาเทียบเท่ากับท่อ สเกดูล 40

ตัวเลขสเกดูลเป็นค่าประมาณจากสมการ 2.1 ดังนี้

$$\text{schedule number} \approx 1000\frac{P}{S} \qquad (2.1)$$

เมื่อ P คือความดันใช้งาน และ S คือความเค้นที่วัสดุยอมรับได้

ทั้งนี้ความหนาของท่อจะแปรผันตามขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อโดยท่อขนาดใหญ่จะมีความหนามากกว่าท่อขนาดเล็กที่มีสเกดูลเดียวกัน โดยมิติและน้ำหนักของท่อเหล็กขนาดต่างๆแสดงเป็นตัวอย่างอยู่ในตาราง 2.2 ซึ่งตัดตอนมาจากตารางขนาดท่อในภาคผนวก ข. ทั้งนี้จะเห็นว่าท่อสเกดูลต่างกันที่มีขนาดระบุเท่ากันจะมีเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกเท่ากัน ดังนั้นท่อสเกดูลสูงจะมีเส้นผ่านศูนย์กลางภายในเล็กกว่าท่อสเกดูลต่ำ ซึ่งหมายความว่ามีช่องทางการไหลที่แคบกว่า อันเป็นสิ่งที่ผู้ออกแบบต้องคำนึงถึง

Standard Dimension Ratio (SDR)

SDR = (เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก / ความหนาของท่อ) เป็นวิธีการบอกความหนาท่อที่นิยมใช้ในท่อพลาสติก เช่น SDR11 หมายความว่าท่อมีเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกเป็น 11 เท่าของความหนา ซึ่งท่อที่มีค่า **SDR สูง** หมายความว่าเป็น**ท่อบาง**รับความดันได้ต่ำกว่าท่อที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกเท่ากันแต่มี SDR ต่ำกว่า

ตารางที่ 2.2 มิติและน้ำหนักของท่อ DN20 ถึง DN50 สเกดูลต่างๆ (ตารางฉบับเต็มอยู่ในภาคผนวก ข.)

DN (mm)	Schedule		d_o (mm)	t (mm)	d_i (mm)	m_{pipe} (kg/m)	m_{water} (kg/m)	I (cm^4)	z (cm^3)
20	—	5S	26.67	1.651	23.368	1.016	0.429	1.02	0.765
	—	10S	26.67	2.108	22.454	1.273	0.396	1.236	0.927
	Std	40	26.67	2.87	20.93	1.68	0.344	1.541	1.156
	XS	80	26.67	3.912	18.846	2.19	0.279	1.864	1.398
	—	160	26.67	5.537	15.596	2.878	0.191	2.193	1.645
	XXS	—	26.67	7.823	11.024	3.626	0.095	2.411	1.808
25	—	5S	33.401	1.651	30.099	1.289	0.712	2.081	1.246
	—	10S	33.401	2.769	27.863	2.086	0.61	3.151	1.887
	Std	40	33.401	3.378	26.645	2.494	0.558	3.635	2.177
	XS	80	33.401	4.547	24.307	3.227	0.464	4.396	2.632
	—	160	33.401	6.35	20.701	4.225	0.337	5.208	3.119
	XXS	—	33.401	9.093	15.215	5.436	0.182	5.846	3.501
32	—	5S	42.164	1.651	38.862	1.645	1.186	4.318	2.048
	—	10S	42.164	2.769	36.626	2.683	1.054	6.681	3.169
	Std	40	42.164	3.556	35.052	3.377	0.965	8.104	3.844
	XS	80	42.164	4.851	32.462	4.452	0.828	10.063	4.773
	—	160	42.164	6.35	29.464	5.594	0.682	11.815	5.604
	XXS	—	42.164	9.703	22.758	7.747	0.407	14.198	6.734
40	—	5S	48.26	1.651	44.958	1.893	1.587	6.573	2.724
	—	10S	48.26	2.769	42.722	3.098	1.433	10.275	4.258
	Std	40	48.26	3.683	40.894	4.038	1.313	12.899	5.345
	XS	80	48.26	5.08	38.1	5.395	1.14	16.283	6.748
	—	160	48.26	7.137	33.986	7.219	0.907	20.078	8.321
	XXS	—	48.26	10.16	27.94	9.521	0.613	23.635	9.795
	—	—	48.26	13.335	21.59	11.455	0.366	25.56	10.593
	—	—	48.26	15.875	16.51	12.645	0.214	26.262	10.884
50	—	5S	60.325	1.651	57.023	2.383	2.554	13.106	4.345
	—	10S	60.325	2.769	54.787	3.92	2.357	20.78	6.89
	Std	40	60.325	3.912	52.501	5.428	2.165	27.713	9.188
	XS	80	60.325	5.537	49.251	7.461	1.905	36.124	11.977
	—	160	60.325	8.712	42.901	11.059	1.446	48.379	16.039
	XXS	—	60.325	11.074	38.177	13.415	1.145	54.579	18.095
	—	—	60.325	14.275	31.775	16.168	0.793	60.002	19.893
	—	—	60.325	17.45	25.425	18.402	0.508	62.955	20.872

พิกัดความดันและอุณหภูมิ

ชิ้นส่วนต่างๆที่นำมาประกอบในระบบท่อในอุตสาหกรรม เช่น หน้าแปลน ข้องอ และ วาล์ว มักต้องการระบุพิกัดความดันและอุณหภูมิ ซึ่งตามมาตรฐานของ ASME/ANSI B16.5 มีการระบุพิกัดความดันของหน้าแปลนเหล็กเหนียวเป็น***คลาส*** (Class) โดยใช้ตัวเลขแทนความดันในหน่วย psi คือ คลาส 125 150 300 400 600 900 1500 และ 2500 หน้าแปลนสำหรับต่อท่อขนาดเดียวกันแต่คลาสต่างกันจะมีความหนาไม่เท่ากัน

นอกจากระบบคลาสแล้ว ยังมีระบบ Pression nominal หรือ Pressure nominal (PN) ตามมาตรฐาน ISO 7005 (DIN) ซึ่งระบุพิกัดความดันด้วยตัวเลขที่เป็นค่าประมาณของความดันที่รับได้ในหน่วยบาร์ เช่น PN6 PN10 PN16 PN25 PN40 PN63 PN100 PN160 PN250 และ PN320

มาตรฐาน JIS B 2220 ระบุพิกัดความดันแบบเดียวกับระบบ PN แต่ลงท้ายด้วยอักษร K (kg/cm^2) เช่น 5K 10K 16K 20K 30K 40K และ 63K

ความสัมพันธ์ของระบบคลาส และ ระบบ PN สำหรับหน้าแปลน แสดงในตารางที่ 2.3 โดยตัวเลขพิกัดความดันในระบบ Pressure Nominal เป็นตัวเลขเทียบเท่าโดยประมาณ

ตารางที่ 2.3 พิกัดความดันของหน้าแปลนตามมาตรฐาน ASME/ANSI B16.5
เทียบเท่ากับ มาตรฐาน ISO 7005 (DIN)

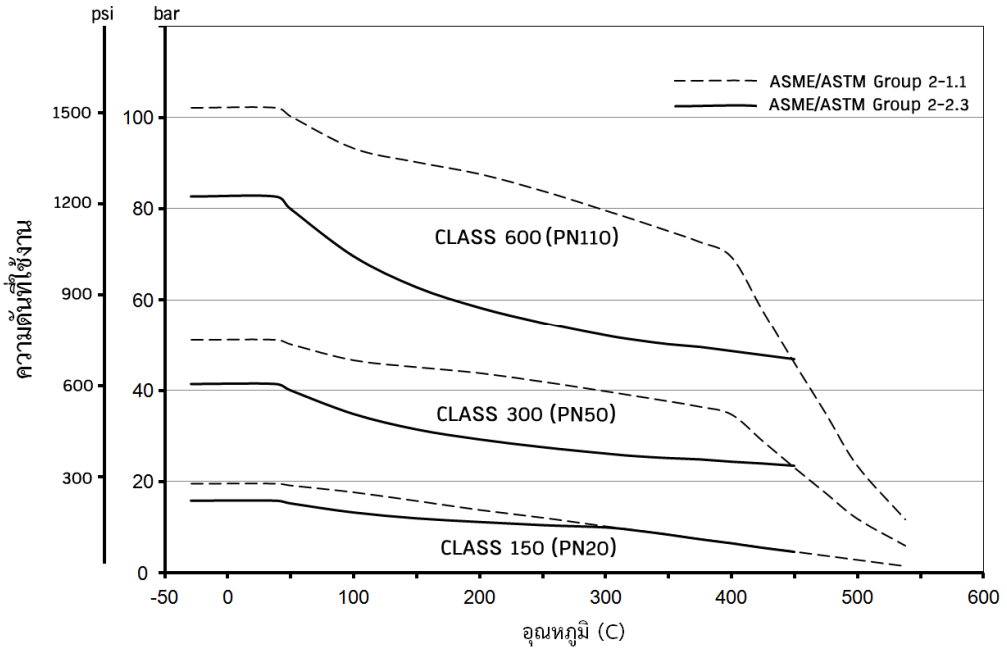
ASME/ANSI Flange Class (psi)	150	300	400	600	900	1500	2500
ISO/DIN Flange Pressure Nominal (PN) (bars)	20	50	68	110	150	260	420

ความดันที่ชิ้นส่วนในแต่ละคลาสจะรับได้ ไม่ได้เป็นไปตามตัวเลขคลาสโดยตรง แต่ขึ้นกับอุณหภูมิใช้งานและชนิดของวัสดุที่ใช้ ดังตัวอย่างวัสดุสองชนิดในตารางที่ 2.4 ซึ่งมีความสามารถรับแรงดันต่างกันตามอุณหภูมิต่างๆ ดังแสดงเป็นกราฟได้ในรูปที่ 2.1 ซึ่งได้มาจากข้อมูลในตารางที่ 2.5 และ 2.6

ตารางที่ 2.4 วัสดุในกลุ่ม ASTM 2-1.1 และ 2-2.3

ASTM Group 2-1.1 Materials		
Nominal Designation	Forgings	Castings
C-Si	A105 (1)	A216 Gr.WCB (1)
C-Mn-Si	A350 Gr.LF2 (1)	–
3 1/2Ni	A350 Gr.LF3	–
C-Mn-Si-V	A350 Gr.LF6 Cl 1 (3)	–
NOTES: (1) Upon prolonged exposure to temperatures above 425ºC, the carbide phase of steel may be converted to graphite. Permissible but not recommended for prolonged use above 425ºC. (3) Do not use over 260ºC.		

ASTM Group 2-2.3 Materials		
Nominal Designation	Forgings	Castings
16Cr-12Ni-2Mo	A182 Gr.F316L	A351 CF3M
18Cr-13Ni-3Mo	A182 Gr.F317L	
18Cr-8Ni	A182 Gr.F304L (1)	A351 CF3
NOTES:*(1) Do not use over 425ºC.*		



รูปที่ 2.1 ตัวอย่างความดันใช้งานของหน้าแปลน CLASS 150, 300 และ 600 ที่อุณหภูมิต่างๆ

ตารางที่ 2.5 พิกัดความดันและอุณหภูมิของหน้าแปลนที่ทำจากวัสดุในกลุ่ม ASTM 2-1.1

	Pressure-Temperature Ratings for ASTM Group 2-1.1 Materials						
	Working pressure by Classes, BAR						
	Class 150	**300**	**400**	**600**	**900**	**1500**	**2500**
Temp.°C	PN20	50	68	110	150	260	420
-29 to 38	19.6	51.1	68.1	102.1	153.2	255.3	425.5
50	19.2	50.1	66.8	100.2	150.4	250.6	417.7
100	17.7	46.6	62.1	93.2	139.8	233	388.3
150	15.8	45.1	60.1	90.2	135.2	225.4	375.6
200	13.8	43.8	58.4	87.6	131.4	219	365
250	12.1	41.9	55.9	83.9	125.8	209.7	349.5
300	10.2	39.8	53.1	79.6	119.5	199.1	331.8
325	9.3	38.7	51.6	77.4	116.1	193.6	322.6
350	8.4	37.6	50.1	75.1	112.7	187.8	313
375	7.4	36.4	48.5	72.7	109.1	181.8	303.1
400	6.5	34.7	46.3	69.4	104.2	173.6	289.3
425	5.5	28.8	38.4	57.5	86.3	143.8	239.7
450	4.6	23	30.7	46	69	115	191.7
475	3.7	17.4	23.2	34.9	52.3	87.2	145.3
500	2.8	11.8	15.7	23.5	35.3	58.8	97.9
538	1.4	5.9	7.9	11.8	17.7	29.5	49.2

ตารางที่ 2.6 พิกัดความดันและอุณหภูมิของหน้าแปลนที่ทำจากวัสดุในกลุ่ม ASTM 2-2.3

	Pressure-Temperature Ratings for ASTM Group 2-2.3 Materials						
	Working pressure by Classes, BAR						
	Class 150	**300**	**400**	**600**	**900**	**1500**	**2500**
Temp.°C	PN20	50	68	110	150	260	420
-29 to 38	15.9	41.4	55.2	82.7	124.1	206.8	344.7
50	15.3	40	53.4	80	120.1	200.1	333.5
100	13.3	34.8	46.4	69.6	104.4	173.9	289.9
150	12	31.4	41.9	62.8	94.2	157	261.6
200	11.2	29.2	38.9	58.3	87.5	145.8	243
250	10.5	27.5	36.6	54.9	82.4	137.3	228.9
300	10	26.1	34.8	52.1	78.2	130.3	217.2
325	9.3	25.5	34	51	76.4	127.4	212.3
350	8.4	25.1	33.4	50.1	75.2	125.4	208.9
375	7.4	24.8	33	49.5	74.3	123.8	206.3
400	6.5	24.3	32.4	48.6	72.9	121.5	202.5
425	5.5	23.9	31.8	47.7	71.6	119.3	198.8
450	4.6	23.4	31.2	46.8	70.2	117.1	195.1

2.2 ชนิดและคุณสมบัติของวัสดุทำท่อ

การเลือกวัสดุของท่อจำเป็นต้องคำนึงถึงปัจจัยหลายประการ โดยปัจจัยหลักมีดังนี้

- อุณหภูมิและความดันใช้งาน
- ชนิดของของไหล เช่นของไหลบางชนิดอาจมีปฏิกิริยากับท่อ
- สภาพแวดล้อม เช่นสภาพเปียกชื้นหรือมีความเค็ม ที่ทำให้เกิดการผุกร่อนของท่อโลหะ
- แรงต่างๆที่กระทำกับท่อ ซึ่งมีผลต่อการเลือกชนิดและความหนาของท่อ
- ราคา
- สต๊อกของที่มีในตลาด

ท่อสามารถแบ่งเป็นกลุ่มตามชนิดของวัสดุได้เป็น ท่อโลหะ ท่อพลาสติก ท่อคอนกรีต และอื่นๆ ซึ่งวัสดุแต่ละชนิดมีคุณสมบัติ และข้อดี ข้อเสียต่างกัน คุณสมบัติเบื้องต้นของวัสดุทำท่อแสดงในตารางที่ 2.7

ตารางที่ 2.4 คุณสมบัติของวัสดุทำท่อ *

วัสดุ	ความหนาแน่น ρ (kg/m^3)	ความเค้นคราก S_y (MPa)	ความเค้นสูงสุด S_u (MPa)	โมดูลัสความยืดหยุ่น E (Gpa)	สัมประสิทธิ์การขยายตัว α (10^{-6} K^{-1})	สัมประสิทธิ์การนำความร้อน k (W/m·K)	ความจุความร้อนจำเพาะ c_p (J/kg·K)	จุดหลอมเหลว (°C)
โลหะ								
อลูมินัม	2,800	72	97	72	22.5	192	910	660
ทองแดง	8,940	69	220	110	16.5	398	385	1,082
ทองเหลือง	8,530	75	303	110	20	110	377	905
สเตนเลส 316	8,000	193	552	207	16	16	490	1,510
เหล็กเหนียว คาร์บอนปานกลาง	7,850	350	520	207	11.3	52	490	1,425
พลาสติก								
ABS	1,080	40	55	2.5	95	0.26	1,400	105
PVC	1,400	41	47	3.4	100	0.18	2,400	80
HDPE	950	27	30	3	225	0.42	2,000	130

* ค่าในตารางเป็นค่าอ้างอิงทั่วไปที่อุณหภูมิห้อง เพื่อใช้ในการเปรียบเทียบเท่านั้น คุณสมบัติด้านความแข็งแรง (ความเค้นครากและความเค้นสูงสุด) เบี่ยงเบนจากค่าในตารางได้มาก โดยในโลหะซึ่งคุณสมบัติเปลี่ยนแปลงตามองค์ประกอบและวิธีการชุบแข็ง และในพลาสติกคุณสมบัติเปลี่ยนแปลงอย่างมากตามชนิดของสารเติมแต่ง

ท่อโลหะ

เป็นท่อที่มีความแข็งแรงทนทานเป็นที่นิยมใช้ในงานหลากหลาย ท่อโลหะชนิดหลักๆมีดังนี้

ท่อเหล็กเหนียว

ท่อเหล็กเหนียว (Steel pipe) เป็นที่นิยมใช้ในงานส่งของเหลวที่มีความดัน ท่อเหล็กเหนียวมีความแข็งแรง ทนทานสูง และมีผิวที่ค่อนข้างเรียบจึงให้การไหลที่ราบลื่น แต่ข้อด้อยคือไม่ทนทานต่อการกัดกร่อน ซึ่งก็มีการแก้ปัญหาโดยการเคลือบด้วยสารป้องกันการกัดกร่อน เช่นสังกะสี

ท่อเหล็กเหนียวมีทั้งแบบที่ผลิตด้วยการรีด (Extrude) ซึ่งไร้ตะเข็บ (Seamless) และแบบที่ผลิตด้วยการเชื่อม ซึ่งมีตะเข็บ (Seam, welded) และมีทั้งแบบที่ไม่มีการชุบผิวแต่จะมีการอาบน้ำยาสีดำไว้จึงมักเรียกว่าท่อเหล็กดำ (Black steel pipe) ดังรูปที่ 2.2 ก. และมีแบบชุบสังกะสี (Galvanized) ดังรูปที่ 2.2 ข.



ก. ท่อเหล็กดำ



ข. ท่อเหล็กชุบสังกะสี

รูปที่ 2.2 ท่อเหล็กเหนียวเคลือบสองแบบ

ท่อเหล็กที่นิยมใช้ในงานส่งของเหลวและไอน้ำทั่วไป ได้แก่ท่อเหล็กตามมาตรฐาน ASTM A53 ซึ่งแบ่งเป็น

Type F - Furnace-butt-welded, continuous welded Grade A.

Type E - Electric-resistance-welded, Grades A and B

Type S - Seamless, Grades A and B

ขนาดท่อจะระบุเป็นขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางสำหรับการซื้อขาย (Nominal diameter) ซึ่งนิยมระบุเป็นหน่วยนิ้ว (Nominal pipe size – NPS) และ มิลลิเมตร (Diameter nominal – DN) เช่น ท่อ 2 นิ้ว หรือ DN50 ซึ่งมิได้หมายความว่าท่อจะมีเส้นผ่านศูนย์กลางเท่ากับ 2 นิ้ว แต่ก็จะมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในใกล้เคียงกับค่าระบุ ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับความหนาของท่อ ตามรายละเอียดที่กล่าวไปแล้วในหัวข้อ 2.1 ส่วนความยาวของท่อมักอยู่ที่ท่อนละ 6 เมตร

ขนาดความหนาที่เป็นที่นิยมใช้ในงานส่งของไหลทั่วไปคือ สเกดูล 40 ทั้งนี้ในการเลือกความหนาจะต้องคำนึงถึงขนาดของท่อและความดันภายในท่อเป็นสำคัญ การต่อท่อเหล็กทำได้ทั้งต่อด้วยเกลียวในท่อขนาดเล็ก ต่อด้วยหน้าแปลน และ ต่อด้วยการเชื่อม

ท่อสเตนเลส

สเตนเลสสตีล หรือเหล็กกล้าไร้สนิม มีหลากหลายชนิด โดยจะมีส่วนประกอบสำคัญเป็นโครเมียม (Cr) 11-30% นิเกิ้ล (Ni) 0-35% และโมลิบดินั่ม (Mo) ในสัดส่วน 0-30% และอาจมีส่วนประกอบอื่นๆ ในปริมาณน้อยเช่น ไททาเนี่ยม แมงกานีส นีโอเบียม และ ไนโตรเจน เป็นต้น ท่อสเตนเลสเป็นที่นิยมใช้ในอุตสาหกรรมเคมี อาหาร และยา โดยมีขนาดตั้งแต่ DN6 ถึง DN1000 การบอกขนาดความหนามีการใช้ระบบ สเกดูลเช่นเดียวกับท่อเหล็กเหนียว นอกจากนี้ยังมีท่อที่ผลิตด้วยความหนาต่างๆ ซึ่งจะมีการระบุความหนาเป็นตัวเลข ความยาวท่อมักซื้อขายกันที่ท่อนละ 6 เมตร ส่วนวิธีการต่อท่อสเตนเลสเป็นเช่นเดียวกับท่อเหล็กเหนียว ราคาของท่อสเตนเลสแพงกว่าท่อเหล็กกว่าสิบเท่าจึงจะใช้เมื่อจำเป็นเท่านั้น

สัดส่วนของโลหะชนิดต่างๆเป็นตัวกำหนดโครงสร้าง และคุณสมบัติของสเตนเลส ซึ่งสามารถแยกได้เป็น 5 กลุ่มหลักคือ เฟอร์ริก (Ferritic) ออสเทนิติก (Austenitic) ซูเปอร์ออสเทนิติก (Superaustenitic) มาร์เทนซิติก (Martensitic) และ ดูเพลกซ์ (Duplex) โดยสเตนเสสแต่ละกลุ่มมีคุณสมบัติดังต่อไปนี้

1. เฟอร์ริก เสตนเลสสตีล ประกอบด้วย16-18% Cr, 0-4% Ni, 0-4% Mo และมีคาร์บอนต่ำ สเตนเลสชนิดนี้มีคุณสมบัติเด่นคือ ตอบสนองต่อแม่เหล็ก มีความยืดหยุ่นสูง สามารถขึ้นรูปด้วยวิธีการรีดเย็นได้ แต่ไม่สามารถชุบแข็งด้วยความร้อนได้ ทนทานต่อการกัดกร่อนของสารประเภทคลอไรด์ได้ดี จึงมักใช้ในงานขนส่งของไหลที่มีการกัดกร่อนสูง (เช่น กรดไนตริก) จากกระบวนการ และเครื่องจักร เป็นต้น ตัวอย่างของสเตนเลสชนิดนี้ได้แก่ ASTM grade 430

2. ออสเทนิติก สเตนเลสสตีล ประกอบด้วย 17-27% Cr, 8-35% Ni และ 0-6% Mo วัสดุนี้มีคุณสมบัติสำคัญคือ ไม่ตอบสนองต่อแม่เหล็ก สามารถเชื่อมได้ มีความยืดหยุ่นสูงแม้ในสภาวะเย็นจัด สามารถขึ้นรูปด้วยวิธีการรีดเย็นได้ แต่ไม่สามารถชุบแข็งได้ สเตนเลสประเภทนี้ทนต่อการกัดกร่อนทั่วไปได้ดี แต่ไม่ทนต่อการกัดกร่อนด้วยคลอไรด์ โดยในเกรดที่มีปริมาณคาร์บอนตามปกติจะมีปัญหาด้านการกัดกร่อนที่รอยเชื่อมเนื่องจากปริมาณโครเมี่ยมจะลดน้อยลงบริเวณแนวเชื่อม ซึ่งแก้ปัญหาได้โดยการเลือกใช้เกรดที่มีคาร์บอนต่ำ (ต่ำกว่า 0.035%) ซึ่งจะระบุด้วยอักษร L ตามหลังรหัส ตัวอย่างของสเตนเลสชนิดนี้ได้แก่ ASTM

304 และ 316 (304L และ 316L) เป็นต้น ASTM 304 เป็นสเตนเลสที่มีการผลิตมากที่สุด มีการใช้อย่างแพร่หลายในอุตสาหกรรมอาหาร ขณะที่ ASTM 316 มีการผลิตมากเป็นอันดับที่สอง ทนต่อการกัดกร่อนได้ดีกว่า โดย ASTM 316 นิยมใช้ในอุตสาหกรรมอาหารและยา รวมทั้งใช้ในสภาวะกัดกร่อนเช่น อุตสาหกรรมเคมี อุตสาหกรรมกระดาษ และ ในเรือเดินสมุทร เป็นต้น

3. ซูเปอร์ออสเทนิติก สเตนเลสสตีล ถูกสร้างขึ้นเพื่อให้ทนต่อการกัดกร่อนได้ดีกว่า สเตนเลสทั่วไป โดยมีองค์ประกอบที่สำคัญคือ Ni, Cr, Mo ทองแดง และเหล็ก มีรหัสเรียกตามระบบ UNS (Unified Numbering System) ว่าโลหะผสม N08020 N08024 และ N08026.

4. มาร์เทนซิติก สเตนเลสสตีล ประกอบด้วย 11-18% Cr, 0-6% Ni, 0-2% Mo และ 0.1-1% C. ท่อชนิดนี้มีการดึงดูดกับแม่เหล็ก มีความต้านทางการเกิดออกซิเดชั่น และสามารถชุบแข็งด้วยความร้อนได้ มีการใช้ในงานท่อไม่มากนัก โดยมักใช้ทำมีด ใบกังหันก๊าซ และชิ้นส่วนสำหรับงานอุณหภูมิสูงต่างๆ มากกว่า ตัวอย่างของสเตนเลสชนิดนี้ได้แก่ ASTM grade 410

5. ดูเพลกซ์ สเตนเลส สตีล มีโครงสร้างภายในประกอบด้วยเฟอร์ริก และ ออสเทนิติก ในสัดส่วนอย่างละ 40-60% มีข้อดีคือทนต่อการกัดกร่อนของสารประเภทคลอไรด์ มีความแข็งแรงสูง รวมทั้งมีความยืดหยุ่นสูง และทนต่อการกระแทกได้ดี ข้อเสียคือมักเกิดการกัดกร่อนบริเวณแนวเชื่อมเนื่องจากกรดประเภทออกไซด์

ท่อเหล็กหล่อ

เหล็กหล่อ (Cast iron) เป็นเหล็กที่มีคาร์บอนเป็นส่วนประกอบเกิน 2% โดยน้ำหนัก ท่อเหล็กหล่อหรือบางครั้งเรียกว่าเหล็กหล่อสีเทา มีส่วนประกอบของคาร์บอน (ในรูปแบบของเกล็ดกราไฟต์) ซิลิคอน และสิ่งปลอมปนอื่นๆ มักใช้เป็นท่อน้ำทิ้ง

ท่อเหล็กหล่อมีสามแบบคือ แบบมาตรฐาน (Standard weight) แบบหนาพิเศษ (Extra heavy) และแบบไม่มีปลอก (Hubless) โดยตามปกติท่อเหล็กหล่อมักมีการเคลือบผิวภายในด้วยซีเมนต์ หรืออีนาเมล และเคลือบผิวภายนอกด้วยวิธีการต่างๆเพื่อป้องกันการกัดกร่อนโดยสิ่งปฏิกูล

การต่อท่อเหล็กหล่อทำได้สองวิธีคือ การต่อท่อสวมแบบดุมและจุก (Hub and spigot) แล้วอุดรอยต่อด้วยปะเก็นเชือกแล้วเทตะกั่วปิดทับ และการต่อท่อแบบไม่มีปลอกโดยใช้ข้อต่อสวมด้านนอก



รูปที่ 2.3 ท่อเหล็กหล่อ

ท่อเหล็กหล่อมีมาตรฐานที่เกี่ยวข้องคือ

1. ASTM A 74: Hub and Spigot Cast Iron Soil Pipe and Fittings
2. CISPI 301: Hubless Cast Iron Soil Pipe
3. CISPI 310: Hubless Cast Iron Fittings for Soil Pipe

ท่อเหล็กหล่อถูกใช้งานในระบบน้ำเสีย และระบบน้ำทิ้งต่างๆที่มีการไหลด้วยแรงโน้มถ่วงของโลก ข้อดีของท่อเหล็กหล่อคือ สามารถรับแรงกดจากภายนอกได้ (เช่นแรงอัดจากการฝังท่อใต้ดิน) ต้านทานเพลิงไหม้ ให้การไหลที่ดี และทนการกัดกร่อนของสิ่งปฏิกูลทั่วไปได้ มีหลักฐานว่าท่อเหล็กหล่อสามารถใช้งานได้นานถึงร้อยปี แต่ข้อเสียของท่อเหล็กหล่อคือ ความเปราะ แตกง่ายเมื่อหล่น หรือถูกกระแทก นอกจากนี้ยังไม่สามารถทนต่อการกัดกร่อนของสิ่งปฏิกูลที่รุนแรงได้ มีน้ำหนักมาก และมีราคาสูง

แม้จะมีการเคลือบผิวทั้งภายนอกและภายใน แต่ในการฝังท่อเหล็กหล่อใต้พื้นดินก็ยังนิยมที่จะพันผิวด้วยแผ่นพลาสติกโพลีเอทิลีนเพื่อลดการกัดกร่อน

นอกจากท่อเหล็กหล่อธรรมดายังมีท่อเหล็กหล่อชนิดพิเศษอื่นๆ เช่น ท่อเหล็กหล่อกันกรด (Acid-resistant cast iron - AR) ซึ่งมีส่วนประกอบของซิลิคอนสูงประมาณ 14.25% และมีส่วนประกอบของแมงกานีส ซัลเฟอร์ และ คาร์บอน อยู่ด้วย ท่อชนิดนี้ใช้กับระบบทิ้งของเหลวที่มีความเป็นกรดเข้มข้น และต้องการท่อที่แข็งแรงกว่าท่อแก้ว

ท่อเหล็กหล่อเหนียว

เหล็กหล่อเหนียว (Ductile cast iron) มีส่วนประกอบของคาร์บอนอยู่ในรูปของอนุภาคกราไฟต์ทรงกลม (ต่างจากรูปแบบของเกล็ดกราไฟต์ในเหล็กหล่อสีเทา) การใช้งานมีลักษณะเดียวกับท่อเหล็กหล่อ แต่มีความแข็งแรงมากกว่า และเปราะน้อยกว่า มีขนาดตั้งแต่ DN80 ถึง DN1400 และมี

พิกัดความดันตั้งแต่ คลาส 50 (125 psi) ถึงคลาส 56 (350 psi) และคลาสสำหรับน้ำเสียทั่วไป ท่อชนิดนี้สามารถต่อได้ด้วยวิธีทางกล ต่อด้วยปะเก็น และ ต่อด้วยหน้าแปลน

ท่อทองแดง

ท่อทองแดงเป็นท่อไร้ตะเข็บ ผลิตจากทองแดงบริสุทธิ (99.9%) มีทั้งแบบแข็ง (Annealed) และแบบอ่อน (Drawn) ดังรูปที่ 2.4 โดยมีขนาดตั้งแต่ DN6 ถึง DN300 แต่โดยทั่วไปจะหาท่อทองแดงขนาดใหญ่กว่า DN150 ได้ยาก ท่อจะถูกผลิตมาเป็นแบบปลายเรียบเท่านั้น โดยการต่อใช้วิธีบัดกรี หรือการใช้บานปลายท่อแล้วต่อด้วยเกลียว (ดูรายละเอียดในหัวข้อ 2.3)

ข้อดีของท่อทองแดงคือ มีค่าการนำความร้อนสูง (ทองแดงมีค่าการนำความร้อนประมาณ 390 W/m-°C ขณะที่อลูมินัมมีค่า 230 W/m-°C ท่อเหล็ก 50 W/m-°C และท่อ สเตนเลส 20 W/m-°C) มีผิวเรียบ และเกิดตะกรันได้ยาก จึงนิยมใช้ในระบบท่อและเปลี่ยนความร้อน เช่น ท่อน้ำร้อนและท่อในระบบทำความเย็น (ยกเว้นระบบทำความเย็นที่ใช้แอมโมเนียเนื่องจากแอมโมเนียเมื่อโดนความชื้นจะกัดกร่อนทองแดง) ข้อเสียของท่อทองแดงคือน้ำหนักมากและราคาแพง



รูปที่ 2.4 ท่อทองแดงแบบอ่อนและแบบแข็ง

ท่อทองแดงที่ใช้ทั่วไปมี 6 ชนิดคือ

1. ASTM B-88 เป็นเกรดที่ใช้กับท่อน้ำใช้ ระบบก๊าซ และระบบสุญญากาศ ที่ไม่ต้องการความสะอาดเป็นพิเศษ มีทั้งแบบแข็ง และแบบอ่อน โดยมีความหนาสามระดับคือ K (หนาที่สุด) L และ M (บางที่สุด) ท่อเกรดนี้มีทุกขนาด
2. ASTM B-819 เหมือนกับเกรด B-88 แต่มีความหนาระดับ K และ L เท่านั้น และท่อจะถูกทำความสะอาดจากโรงงานและมีจุกครอบหัว-ท้าย เพื่อใช้ในระบบก๊าซทางการแพทย์และระบบก๊าซในห้องทดลอง

3. ASTM B-75 เป็นท่อขนาดเล็กตั้งแต่ DN6 ถึง DN50 ท่อขนาดเล็กมักเรียกว่า แคปทิ้ว (Capillary tubing) ใช้ในการต่อท่อจากอุปกรณ์ต่างๆ

4. ASTM B-280, type ACR (Air conditioning and refrigeration) เป็นท่อสะอาด มีจุกครอบหัวท้ายมาจากโรงงาน ใช้สำหรับระบบสารทำความเย็น และระบบก๊าซในห้องทดลอง มีเฉพาะแบบท่อแข็งเท่านั้น ขนาดของท่อจะระบุเป็นเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกโดยตรง ไม่ใช่เป็นเส้นผ่านศูนย์กลางระบุ ดังนั้นอุปกรณ์ประกอบต่างๆต้องมีขนาดที่เข้ากันได้กับท่อ ACR

5. ASTM B-306 (Drainage, waste, and vent - DWV) เป็นท่อทองแดง สำหรับงานระบายน้ำทิ้งที่ไม่มีความดัน ท่อชนิดนี้มีความหนาน้อยที่สุด การเชื่อมต่อทำโดยการบัดกรี ข้อดีคือมีน้ำหนักเบา และผิวเรียบ ขณะที่ข้อเสียคือ จะถูกกัดกร่อนโดยสิ่งปฏิกูล ไม่ทนไฟ และจะเกิดปฏิกิริยาทำให้การกัดกร่อนทางไฟฟ้าหากต่อกับท่อเหล็กโดยตรง

6. ASTM B-837 Type G มีทั้งแบบแข็งและแบบอ่อน ขนาดของท่อจะระบุเป็นเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกโดยตรง ไม่ใช่เป็นเส้นผ่านศูนย์กลางระบุ ใช้สำหรับงานเดินท่อก๊าซธรรมชาติ และก๊าซหุงต้ม

ท่ออลูมินัม

ท่ออลูมินัมมีการแบ่งความหนาเหมือนกับท่อทองแดง มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางระบุตั้งแต่ DN6 นิ้ว ถึง DN300 ส่วนประกอบทางเคมีของท่ออลูมินัมจะมีหลายรูปแบบ แต่แบบที่ใช้กับการเดินท่อทั่วไปจะเป็นตามมาตรฐาน ASTM B-210 การต่อท่อทำได้โดยการเชื่อมความร้อน ท่ออลูมินัมมีน้ำหนักเบากว่าท่อโลหะชนิดอื่นๆมาก (ความหนาแน่นของอลูมินัม ประมาณ 2700 kg/m^3 ขณะที่เหล็กมีความหนาแน่นประมาณ 7850 kg/m^3 และทองแดงมีความหนาแน่นประมาณ 8900 kg/m^3) มีความเหนียว มีความแข็งแรงสูง และทนต่อการกัดกร่อนได้ดี แต่ไม่เหมาะจะใช้กับกรด และสารปรอท มีการใช้มากในงานประเภทเยือกแข็ง และในระบบที่ต้องการลดน้ำหนัก ระบบปรับอากาศในรถยนต์นิยมใช้ท่ออลูมิเนียมมากกว่าท่อทองแดงเนื่องจากเหตุผลด้านน้ำหนัก และความจุความร้อนโดยในประเด็นหลังอลูมิเนียมจะได้เปรียบทองแดงตรงที่มีค่า ρC_p ต่ำกว่าทองแดงจึงเย็นเร็วกว่า

ท่อทองเหลือง

ทองเหลืองเป็นโลหะผสมระหว่างทองแดงและสังกะสี ด้วยอัตราส่วนของทองแดงตั้งแต่ 67% ถึง 85% คุณสมบัติคล้ายท่อทองแดง ใช้ในงานสุขาภิบาลทั่วไปซึ่งจะเป็นไปตามมาตรฐาน ASTM B 43: Red Brass Tube, Seamless นอกจากท่อแล้ว อุปกรณ์ประเภทวาล์วต่างๆ ในงานสุขาภิบาลก็มักทำจากทองเหลือง

ท่อตะกั่ว

ทำจากตะกั่ว 99.7% โดยอาจมีโลหะอื่นๆผสมเพื่อให้มีคุณสมบัติเฉพาะสำหรับงานต่างๆ มาตรฐานที่เกี่ยวข้องคือ WW-P-325a: Lead Pipe, Bends and Traps ปัจจุบันท่อชนิดนี้ไม่เป็นที่นิยมใช้ ยกเว้นในงานเฉพาะทางบางอย่างเช่น ท่อน้ำเสียจากห้องทดลองบางชนิด หรือ ท่อน้ำเสียที่มีการปลอมปนของสารกัมมันตภาพรังสี

ท่อพลาสติก

ท่อพลาสติกเป็นท่อที่นิยมใช้กันอย่างมากในปัจจุบันทั้งในการส่งของเหลวทั่วไป อุตสาหกรรมเคมี อุตสาหกรรมยาการส่งเชื้อเพลิงเหลว และ เชื้อเพลิงก๊าซ และ ในระบบน้ำเสียใต้ดิน เป็นต้น ทั้งนี้เนื่องจากท่อพลาสติกมีราคาถูก มีความแข็งแรงทนทานเพียงพอต่อการใช้งานทั่วไป และทนต่อการกัดกร่อนโดยสารเคมีหลายประเภท

ข้อดีที่สำคัญของท่อพลาสติกคือ

1. ทนต่อการกัดกร่อนของสิ่งปฏิกูลดี
2. สามารถผลิตมาให้มีความยาวต่อเนื่องมากๆ
3. น้ำหนักเบา
4. ผิวท่อราบลื่น
5. ราคาถูก

ข้อเสียคือ

1. มีความอ่อนตัว ทำให้ต้องมีจุดรับท่อถี่กว่าท่อชนิดอื่น
2. ไม่ทนต่อแสงอาทิตย์ (ยกเว้นท่อที่เติมสารป้องกัน UV)
3. ไม่ทนต่อสารทำละลาย
4. ไม่ทนไฟ
5. รับความดันได้น้อยเมื่ออุณหภูมิสูง
6. พลาสติกบางชนิดจะผลิตก๊าซ หรือ ควันที่มีพิษเมื่อเกิดการเผาไหม้

ท่อพลาสติกมีหลายชนิดซึ่งแต่ละชนิดมีคุณสมบัติแตกต่างกันโดยแบ่งเป็นประเภทหลักสองประเภทคือ เทอร์โมเซท (Thermoset - TS) และเทอร์โมพลาสติก (Thermoplastic - TP) พลาสติกแบบเทอร์โมเซทจะมีลักษณะแข็งอย่างถาวรขึ้นรูปใหม่ไม่ได้ เช่น อีพอกซี่(Epoxy) เมลามีน (Melamine) และ เฟโนลิก (Phenolics) ส่วนเทอร์โมพลาสติกจะนิ่มและละลายเมื่ออุณหภูมิสูง และกลับมาแข็งตัวเมื่ออุณหภูมิลดลง สามารถหลอมละลายและขึ้นรูปใหม่ได้ ท่อพลาสติกส่วนใหญ่เป็นวัสดุแบบเทอร์โมพลาสติกได้แก่

ท่อพีวีซี (Polyvinyl chloride - PVC)

พีวีซีเป็นพลาสติกที่แข็งแรงที่สุด และ ใช้งานมากที่สุด แต่ไม่ทนต่อสารละลาย มีใช้ทั้งในงานท่อที่ต้องรับความดัน และท่อที่ไม่รับความดัน เป็นท่อที่ NSF ยอมรับให้ใช้เป็นท่อส่งน้ำดื่มได้ ใช้ในงานส่งน้ำประปา และ ท่อน้ำเสียอุณหภูมิใช้งานไม่เกิน 65°C ในต่างประเทศมีระดับความหนาที่ สเกดูล 40 และ 80 มีเส้นผ่านศูนย์กลางระบุตั้งแต่ DN15 ถึง DN500 การต่อท่อสเกดูล 40 จะใช้ข้อต่อสวมและกาวประสาน หรือใช้ข้อต่อสวมเร็วที่มีซีลในตัว ส่วนสเกดูล 80 จะสามารถใช้การต่อแบบเกลียวได้ด้วย ท่อชนิดนี้จะไม่ติดไฟแต่ขณะถูกเผาจะเกิดก๊าซที่เป็นพิษ มีการผลิตท่อพีวีซีที่ทนความร้อนได้สูงขึ้นเรียกว่า ซีพีวีซี (Chlorinated polyvinyl chloride - CPVC) ซึ่งได้รับการเพิ่มสารคลอรีนในโครงสร้างเพื่อทำให้ทนอุณหภูมิสูงขึ้นเป็น 90°C

ท่อ PVC ที่ผลิตขึ้นตามมาตรฐาน มอก. 17-2532 (ส่วนใหญ่เป็นสีฟ้า หรือสีขาว) เป็นท่อที่นิยมนำมาใช้ในงานสุขาภิบาลในอาคาร รหัส PVC-5, PVC-8.5 และ PVC-13.5 เป็นการระบุถึงความสามารถในการรับแรงดันของท่อ มีหน่วยเป็น bar หรือ kg/cm^2 ซึ่งหากใช้งานเป็นท่อประปาหรือท่อที่รับแรงดัน จะใช้ ท่อ PVC-8.5 และ PVC-13.5 ส่วนท่อน้ำทิ้งที่ไม่ต้องรับแรงดันสามารถใช้ท่อ PVC-5 ได้ ท่อ PVC เหมาะสำหรับใช้งานภายในอาคารหรือในที่ร่มเท่านั้น ไม่ควรใช้กับภายนอกอาคารที่ต้องสัมผัสกับแสงแดด

ท่อพีพี (Polypropylene - PP)

ท่อพีพีมีความทนทานต่อสารประกอบซัลเฟอร์ และทนต่อตัวทำละลายประเภทออร์แกนิกดีที่สุดในบรรดาพลาสติกทั้งหมด มีความแข็งน้อยกว่าท่อพีวีซีเล็กน้อย มีคุณสมบัติที่ดีกว่าท่อพีอีในย่านอุณหภูมิสูง มักใช้ในงานท่อน้ำทิ้งจากห้องทดลอง นอกจากนี้ในท่อที่ไม่มีการเติมเม็ดสีก็ยังใช้ในงานส่งน้ำบริสุทธิด้วย มีระดับความหนาที่สเกดูล 40 และ 80 การต่อท่อทำเหมือนท่อพีวีซี และยังมีการต่อแบบใช้ความร้อน (Heat fusion) ด้วย ปัจจุบันมีการพัฒนาท่อ PP-R (Polypropylene Random Copolymer) ซึ่งมีคุณสมบัติทางเคมีและกายภาพที่ดีขึ้นเหมาะสมสำหรับการใช้งานระบบท่อน้ำประปา ท่อน้ำร้อน ท่อน้ำเย็น และงานท่อประเภทอื่นๆ

ท่อพีอี (Polyethylene - PE)

ท่อพีอีบางครั้งรู้จักในชื่อโพลีโอเลฟิน เป็นที่นิยมใช้ทั่วไปเพราะมีความเหนียว ทนทาน ยืดหยุ่นสูง และสามารถช่วยลดแรงกระแทกของน้ำได้ ใช้งานได้ถึงอุณหภูมิประมาณ 80°C ใช้ในงานเดินท่อน้ำและท่อก๊าซใต้ดิน สามารถใช้เป็นท่อส่งน้ำดื่มได้ และยังใช้กับระบบท่อน้ำทิ้งด้วย นอกจากนั้นยังใช้เป็นท่อร้อยสายไฟ และท่อส่งน้ำเพื่อการเกษตร ท่อพีอีมีความแข็งแรง (Strength) น้อยกว่าท่อพลาสติกชนิดอื่น

ปัจจุบันท่อ HDPE (High Density Polyethylene) ตามมาตรฐานผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรม (มอก.982-2548) ได้ถูกแบ่งชั้นคุณภาพของวัสดุออกเป็น 3 ชั้นคือ PE63 PE80 และ PE100 โดย

PE100 เป็นวัสดุที่มีความแข็งแรงที่สุด ท่อที่ผลิตจากวัสดุ PE100 จะมีผนังท่อจะบางกว่า มีน้ำหนักเบากว่า พื้นที่การไหลของน้ำมีมากขึ้นกว่าท่อขนาดเดียวกันที่ผลิตจากวัสดุ PE63 และ PE80 แต่ต้องขุดฝังลึกมากขึ้นเนื่องจากผนังท่อบางกว่า เมื่อผลิตมาเป็นท่อแล้ว จะแบ่งระดับความหนาของท่อเป็นชั้นความดันต่างๆเช่น PN3.2 PN4 PN6.3 PN8 PN10 PN12.5 PN16 PN20 และ PN25 (รับแรงดันได้ 3.2bars ถึง 25bars ตามลำดับ) มีทั้งแบบเป็นท่อตรง และเป็นม้วน การต่อท่อทำโดยวิธีให้ความร้อน (Heat fusion)

ท่อเอบีเอส (Acrylonitrile butadiene styrene - ABS)

ท่อเอบีเอสมีการใช้งานทั้งภายในและภายนอก ใช้ในระบบสุขาภิบาล ระบบระบายน้ำและท่ออากาศในอุตสาหกรรม และระบบท่อความดันเช่น ระบบท่อน้ำเค็ม ระบบส่งน้ำ ระบบท่อน้ำมันดิบ และระบบท่อของเสียที่ส่งโดยปั๊ม นอกจากนี้ NSF ยังอนุญาตให้ใช้เป็นท่อส่งน้ำดื่มด้วย เอบีเอสมีความแข็งมากกว่าพีวีซีเล็กน้อยแต่ทนต่อสารละลายได้ไม่ดี ใช้งานได้จนถึงอุณหภูมิประมาณ 80°C มีขนาดความหนาที่สเกดูล 40 และ 80 ขนาดเส้นผ่านสูงกลางสูงสุดที่ DN150 การเชื่อมต่อทำได้ด้วยกาว เกลียว (เฉพาะสเกดูล 80) และ ข้อต่อแบบบีบอัด (compression joints) มาตรฐาน ASTM ที่ครอบคลุมท่อเอบีเอสคือ

ท่อฟลูโอโรพลาสติก (Fluoroplastics)

ฟลูโอโรพลาสติกเป็นเทอร์โมพลาสติกที่มีโมเลกุลของไฮโดรเจนบางส่วนหรือทั้งหมดถูกแทนที่ด้วยฟลูโอรีน มีอุณหภูมิใช้งานสูงกว่า 150°C จัดเป็นท่อพลาสติกกลุ่มที่มีราคาสูงที่สุด แบ่งเป็นชนิดย่อยๆคือ

ท่อเทฟล่อน (Polytetrafluoroethylene – PTFE) มีผิวลื่นมาก ใช้ในระบบส่งจ่ายน้ำทั่วไป ท่อส่งอาหารยา สารเคมี ระบบแลกเปลี่ยนความร้อน และระบบน้ำทิ้งที่มีสารเคมี ทนความร้อนสูงกว่า 200°C ทนต่อแสง UV มีทั้งแบบท่อแข็งและเป็นม้วน การต่อท่อมีทั้งแบบใช้ความร้อนละลายให้ติดกัน ใช้เกลียว และแบบไทรแคลมป์

ท่อพีวีดีเอฟ (Polyvinylidene fluoride - PVDF) โมเลกุลของไฮโดรเจนบางส่วนถูกแทนที่ด้วยฟลูโอรีนมีความทนทานต่อกรดและอนินทรีย์ ทนต่อสารอโรมาติกไฮโรคาร์บอน ฮาโลเจน (ยกเว้นฟลูโอรีน) อัลกอฮอล์ และสารละลายฮาโลเจน ไม่ทนต่อสารอัลคาไล คีโตน และแอมมีน ท่อที่จัดอยู่ในกลุ่มพีวีดีเอฟคือ ETFE CTFE ECTFE และ Kynar ใช้ในอุตสาหกรรมอาหารและยา การต่อท่อมีทั้งแบบใช้ความร้อนละลายให้ติดกัน ใช้เกลียว และแบบไทรแคลมป์

ท่อโพลีบิวทิลีน (Polybutylene - PB)

โพลีบิวทิลีนมีความแข็งน้อยกว่าพีอีเล็กน้อย แต่มีความแข็งแรงมากกว่า HDPE ทนต่อการเสียดสี และการคราก มีความยืดหยุ่นสูง มีความแข็งแรงที่ไม่ลดลงตามอุณหภูมิที่เพิ่มขึ้น ทนต่อสบู่ กรด ด่าง และตัวทำละลายที่อุณหภูมิต่ำ ไม่ทนต่อสาร อโรมาติก และสารทำละลายประเภทคลอรีน ใช้ในงานระบบท่อน้ำเป็นส่วนใหญ่ กรณีที่ใช้เป็นท่อน้ำดื่มจะมีคุณสมบัติตามมาตรฐาน มอก.910-2532 พิกัดอุณหภูมิใช้งานประมาณ 80°C มีการผลิตเป็นม้วน ที่ขนาดเส้นผ่านสูงกลางใหญ่ที่สุด DN50 และเป็นท่อตรงถึง DN450 การต่อท่อทำได้โดยการใช้ความร้อนละลายท่อให้ติดกัน ใช้ท่ออ่อนและสายรัด บานท่อและต่อด้วยเกลียว

ท่อไฟเบอร์กลาส (Reinforced thermosetting resin pipe - RTHP)

ไฟเบอร์กลาสจัดเป็นวัสดุเชิงประกอบซึ่งประกอบด้วยเส้นใยที่ห่อหุ้มด้วยเรซินซึ่งเป็นพลาสติกประเภทเทอร์โมเซท เส้นใยส่วนใหญ่ที่ใช้จะเป็นเส้นใยไฟเบอร์กลาส จึงมักเรียกท่อแบบนี้ว่า FRP (Fiberglass reinforced pipe) มีอัตราส่วนความแข็งแรงต่อน้ำหนักสูง ทำงานได้ถึงอุณหภูมิประมาณ 120°C มีขนาดตั้งแต่ DN25 ถึง 1200 นิยมใช้ในระบบท่อน้ำทิ้ง สามารถทนทานต่อการกัดกร่อนของสารเคมีหลายรูปแบบ การต่อท่อมีทั้งแบบ เดือยสวมกับปลอกและยาด้วยกาว ต่อด้วยเกลียวทากาว ต่อชนและพันด้วยแถบเส้นใยแล้วยาด้วยเรซิน และต่อด้วยวิธีเชิงกลอื่นๆ เรซินที่ใช้มีหลายชนิดเช่น อีพอกซี่ โพลีเอสเตอร์ ไวนิลเอสเตอร์ และ ฟูแรน

เทคโนโลยีของท่อพลาสติกมีการพัฒนาอย่างต่อเนื่อง ในปัจจุบันจึงมีท่อพลาสติกชนิดอื่นๆที่ไม่ได้กล่าวถึงในหนังสือเล่มนี้อีกหลายประเภท

ท่อชนิดอื่นๆ

ท่อแก้ว

ท่อแก้วทำจาก Borosilicate glass ที่มีอัลคาไลต่ำ ใช้ในงานท่อน้ำทิ้งจากห้องทดลองที่มีการกัดกร่อนสูง มีขนาดท่อใหญ่ที่สุด DN150 การต่อท่อทำด้วยซีลยางสวมอยู่ในปลอก หรือต่อด้วยหน้าแปลนในท่อแก้วที่ผลิตมาพร้อมหน้าแปลนในตัว มาตรฐานเกี่ยวกับท่อแก้วคือ ASTM C 599 และ Federal Specification DD-G-541B ท่อแก้วจะมีความเปราะแตกง่าย ต้องมีการป้องกันจากการถูกกระแทก

ท่อคอนกรีต

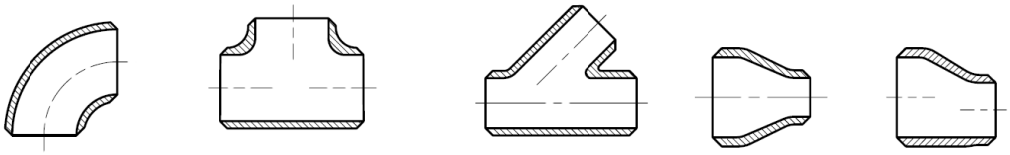
ท่อคอนกรีตมีทั้งแบบเสริมและไม่เสริมเหล็ก เหมาะกับงานเดินท่อใต้ดิน ทั้งท่อน้ำทิ้งที่ไหลด้วยแรงโน้มถ่วงของโลกและท่อส่งน้ำ (ที่ไม่ใช่น้ำดื่ม) ด้วยความดัน ขนาดท่อคอนกรีตมีตั้งแต่ DN100 ถึง DN1000 และสำหรับท่อคอนกรีตเสริมเหล็กจะมีขนาดตั้งแต่ DN300 ถึง DN3600 (144 นิ้ว) ท่อคอนกรีตจะมีความแข็งแรงสองระดับคือ standard และ extra strength ส่วนท่อคอนกรีตเสริมเหล็กจะแบ่งความแข็งลงตามพิกัดความดันออกเป็น 5 ระดับจากความดันต่ำไปสูงคือคลาส I II III IV และ V ท่อจะต่อด้วยการเข้าลิ้น (Tongue and groove) โดยมีปะเก็นยางขั้นระหว่างกลางสำหรับงานท่อน้ำทิ้ง หรือ แบบสวม (Bell and spigot) อัดด้วยปะเก็นยางสำหรับงานท่อส่งน้ำด้วยความดัน รูปที่ 2.5 แสดงท่อคอนกรีตที่มีปลายแบบเข้าลิ้น



รูปที่ 2.5 ท่อคอนกรีตที่มีปลายสำหรับการต่อแบบเข้าลิ้น

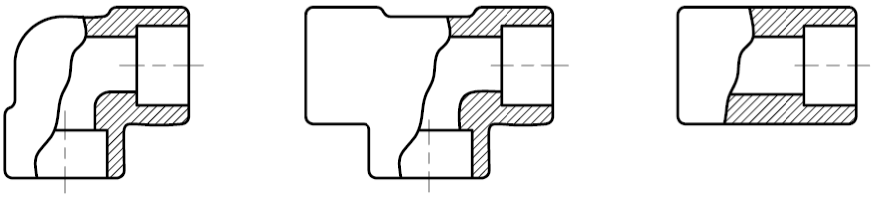
2.3 การต่อท่อ

การเดินท่อที่มีการเปลี่ยนทิศทาง จำเป็นต้องใช้ข้อต่อเพื่อความราบเรียบของการไหล ข้อต่อหลายลักษณะซึ่งถูกออกแบบสำหรับการต่อด้วยวิธีการต่างๆกัน ดังตัวอย่างในรูปที่ 2.6 ถึง 2.8



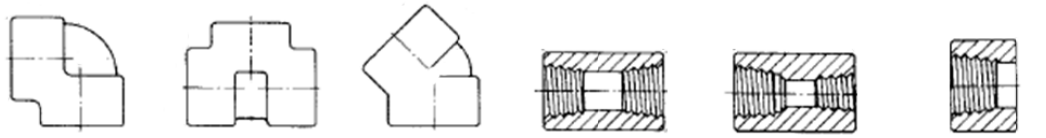
ข้องอฉาก ข้อต่อสามทางรูปตัวที ข้อแยกรูปตัววาย ข้อลด ข้อลดแบบเยื้องศูนย์

รูปที่ 2.6 ข้อต่อสำหรับการเชื่อมแบบต่อชน



ข้องอฉาก ข้อต่อสามทางรูปตัวที ข้อต่อตรง

รูปที่ 2.7 ข้อต่อสำหรับการเชื่อมโดยใช้ข้อต่อแบบปลอกสวม



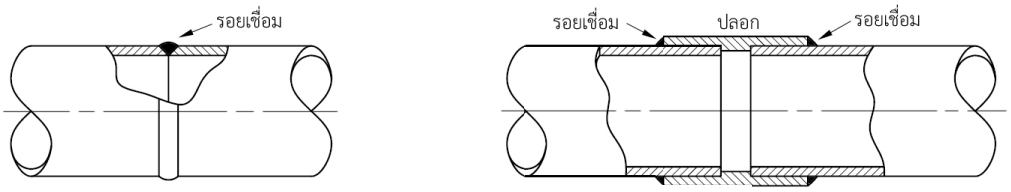
ข้องอฉาก ข้อต่อสามทางรูปตัวที ข้องอ 45 องศา ข้อต่อตรง ข้อต่อลดขนาด ข้อต่อตรงข้างเดียว

รูปที่ 2.8 ข้อต่อสำหรับการต่อด้วยเกลียว

การต่อท่อทำได้หลายวิธีขึ้นอยู่กับชนิดของท่อซึ่งวิธีการหลักๆ มีดังนี้

การต่อด้วยการเชื่อมสำหรับท่อเหล็ก

การเชื่อมนิยมใช้ในการต่อท่อเหล็กเหนียว และท่อสเตนเลส ซึ่งการต่อมีทั้งการเชื่อมแบบต่อชน (Butt welding) และการเชื่อมโดยใช้ข้อต่อหรือปลอกสวม (Sleeve) ดังแสดงในรูปที่ 2.9 การต่อด้วยการเชื่อมเป็นวิธีการที่มีต้นทุนต่ำ และทำได้สะดวก แต่จะไม่สะดวกในการถอดเพื่อซ่อมแซม ข้อต่อและข้องอที่ใช้จะเป็นข้อต่อสำหรับงานเชื่อม (ตามรูปที่ 2.6 และ 2.7)

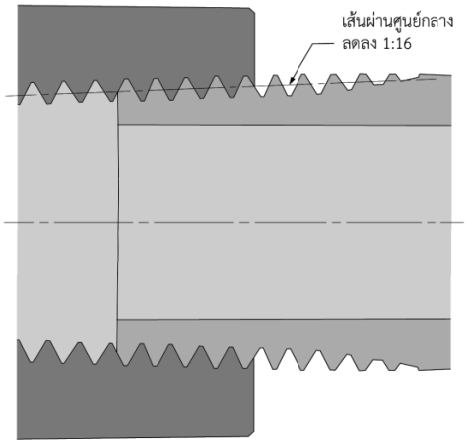


ก. การเชื่อมแบบต่อชน ข.การเชื่อมแบบใช้ปลอกสวม

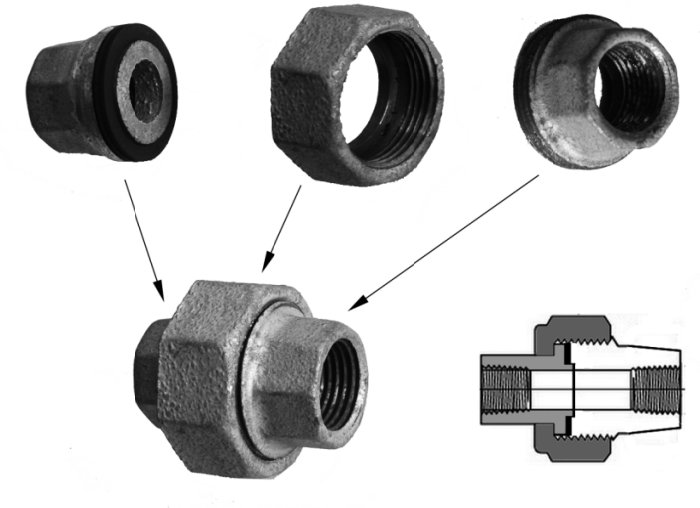
รูปที่ 2.9 การต่อท่อเหล็กด้วยการเชื่อม

การต่อด้วยเกลียวสำหรับท่อเหล็กขนาดเล็ก

การต่อท่อเหล็กเหนียว และท่อสเตนเลสขนาดต่ำกว่า DN80 นิยมต่อด้วยเกลียว ซึ่งในการติดตั้งจะต้องทำเกลียวตัวผู้ลงบนผิวด้านนอกของปลายท่อ โดยเกลียวที่ใช้จะมีปลายเรียว (Tapered) และใช้ข้อแบบเกลียวซึ่งมีเกลียวตัวเมียอยู่ เกลียวที่ใช้มีขนาดมาตรฐาน โดยใช้ตัวย่อว่า NPT (National Pipe Thread Taper) ตามมาตรฐาน ASME B1.20.1 ปลายเรียวที่เกลียวจะมีอัตรา 1:16 กล่าวคือเส้นผ่านศูนย์กลางของเกลียวลดลง 1 มม. ทุกๆระยะตามแนวแกน 16 มม. ตามรูปที่ 2.10 แม้การต่อแบบเกลียวจะดูเหมือนสามารถถอดออกได้ แต่การถอดจะต้องถอดจากท่อปลายสุดไล่ต่อๆ กันไป เว้นแต่จะทำการใส่ข้อต่อยูเนี่ยน (รูปที่ 2.11) ซึ่งเป็นข้อต่อแบบพิเศษที่สามารถถอด-ประกอบได้โดยไม่ต้องถอดข้อต่ออื่นรอบๆ



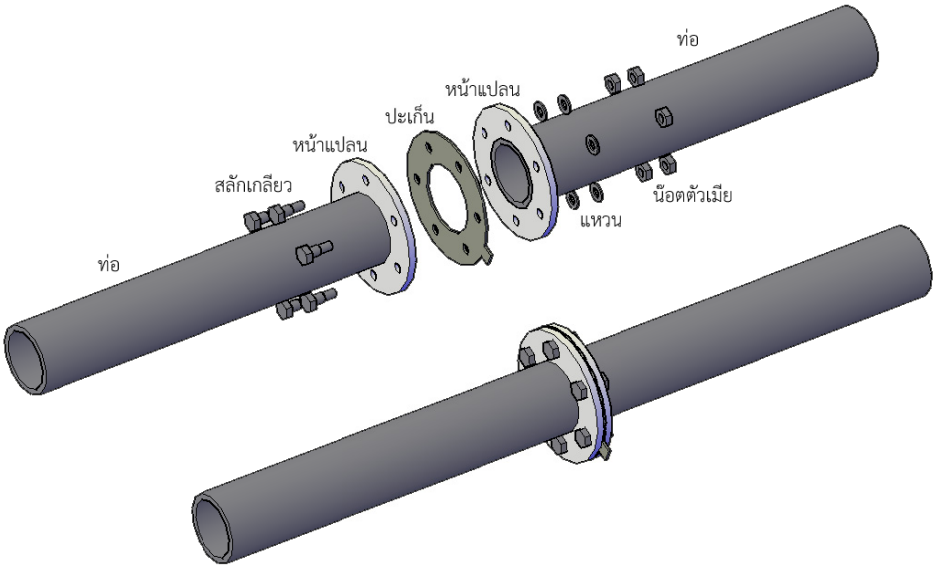
รูปที่ 2.10 การท่อต่อแบบเกลียว NPT



รูปที่ 2.11 ข้อต่อยูเนี่ยน

การต่อด้วยหน้าแปลน

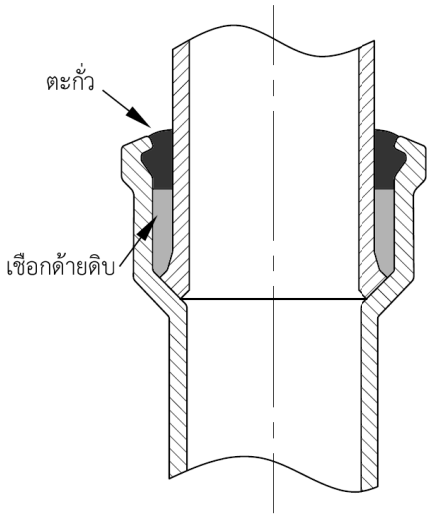
การต่อด้วยหน้าแปลนมักใช้กับท่อขนาดตั้งแต่ DN80 ขึ้นไป โดยจะต้องทำการเชื่อมหน้าแปลนเข้ากับปลายท่อที่จะนำมาต่อกัน แล้วจึงนำมาประกบขันน๊อตเข้าด้วยกันโดยมีปะเก็นอยู่ตรงกลาง การต่อแบบนี้มีราคาแพงแต่สามารถถอดประกอบซ่อมแซมได้ หน้าแปลนมีขนาดเป็นไปตามมาตรฐานดังที่กล่าวไว้ในหัวข้อ 2.1 หน้าแปลนที่มีพิกัดความดันต่างกันจะมีความหนาต่างกัน



รูปที่ 2.12 การต่อท่อด้วยหน้าแปลน

การต่อท่อสวมแบบดุมและจุก (Hub and spigot)

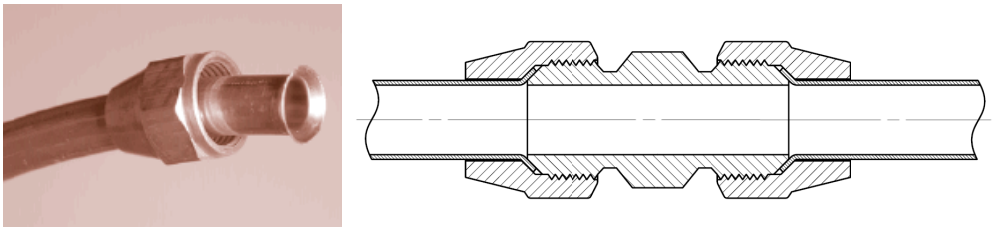
การต่อท่อด้วยการสวมดังรูปที่ 2.13 มักใช้กับท่อเหล็กหล่อ และท่อคอนกรีต ท่อจะถูกหล่อขึ้นมาให้มีปลายด้านหนึ่งเป็นจุกและอีกด้านหนึ่งเป็นดุมเมื่อนำมาสวมเข้าด้วยกันจะฟิตกันพอดี โดยจะมีการซีลรอยต่อด้วยเชือกด้ายดิบแล้วเทตะกั่วทับในกรณีท่อเหล็กหล่อ ส่วนท่อคอนกรีตจะซีลด้วยปะเก็นยาง



รูปที่ 2.13 การต่อท่อสวมแบบดุมและจุก (Hub and spigot)

การต่อด้วยการบานท่อแล้วสวมเกลียว (Flare joints)

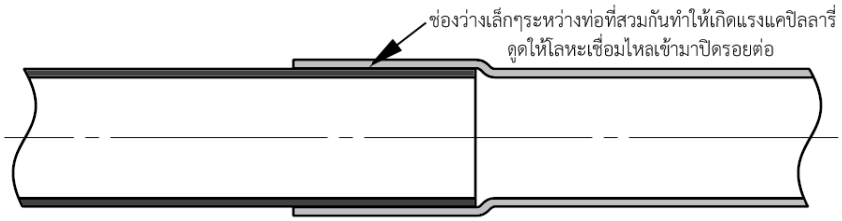
การต่อด้วยการบานท่อแล้วสวมเกลียวใช้กับท่อที่ทำจากวัสดุอ่อนนิ่ม เช่น ท่อทองแดง ท่ออลูมิเนียม และท่อพลาสติกบางชนิด โดยจะต้องสวมหัวเกลียวเข้ากับท่อก่อนแล้วจึงบานปลายท่อด้วยอุปกรณ์เฉพาะ จากนั้นจึงต่อท่อเข้ากับยูเนี่ยนตามรูปที่ 2.14



รูปที่ 2.14 การต่อท่อด้วยการบานท่อแล้วสวมเกลียว

การเชื่อมด้วยเปลวไฟ (Blazing, soldering)

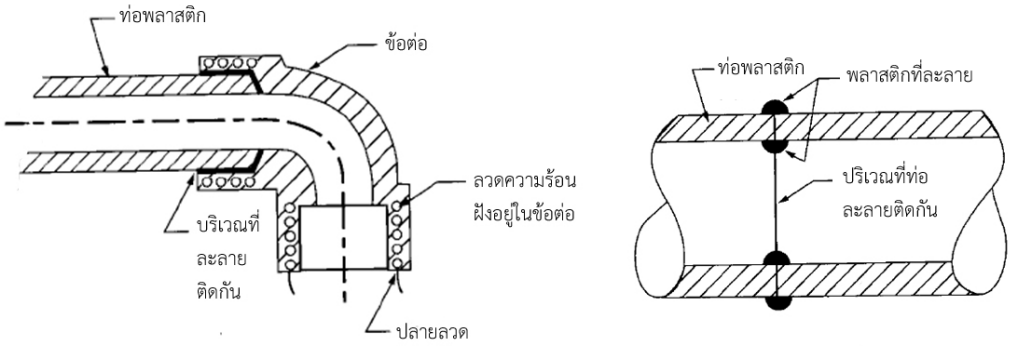
การเชื่อมด้วยเปลวไฟใช้ในการต่อท่อทองแดง โดยจะต้องสวมท่อที่จะเชื่อมเข้ากับข้อต่อ(ซึ่งจะมีปลายใหญ่กว่าท่อที่จะต่อ) หรือท่ออีกด้านหนึ่ง(ซึ่งจะต้องใช้เครื่องมือเบ่งท่อด้านหนึ่งออกให้สวมท่ออีกด้านเข้าไปได้) ตามรูปที่ 2.15 จากนั้นใช้เปลวไฟเผาลวดเชื่อม(ซึ่งทำจากวัสดุประเภททองเหลืองหรือเงิน)และผิวท่อให้ร้อน แล้วใช้น้ำยาประสานช่วยให้ลวดเชื่อมเกาะกับผิวทองแดงปิดบริเวณรอยต่อ การถอดท่อออกจากกันก็จะใช้ไฟเผาเช่นกัน



รูปที่ 2.15 การต่อท่อด้วยการเชื่อมด้วยเปลวไฟ

การต่อโดยใช้ความร้อนหลอมละลายให้ท่อติดกัน (Heat fusion)

วิธีการนี้ใช้สำหรับต่อท่อพลาสติกประเภท PE ซึ่งหลักการคือจะใช้ความร้อนทำให้ปลายท่อพลาสติกทั้งสองด้านละลายแล้วจึงกดเข้าด้วยกันให้เนื้อพลาสติกประสานกัน ในข้อต่อพลาสติกบางชนิดจะฝังขดลวดความร้อนไว้ที่ปลายตามรูปที่ 2.16 ซึ่งเมื่อสวมข้อต่อเข้ากับท่อแล้วต่อไฟฟ้าเข้าไปที่ขดลวดก็จะทำให้ข้อต่อละลายประสานกับท่อ



รูปที่ 2.16 การต่อโดยใช้ความร้อนหลอมละลายท่อให้ติดกัน



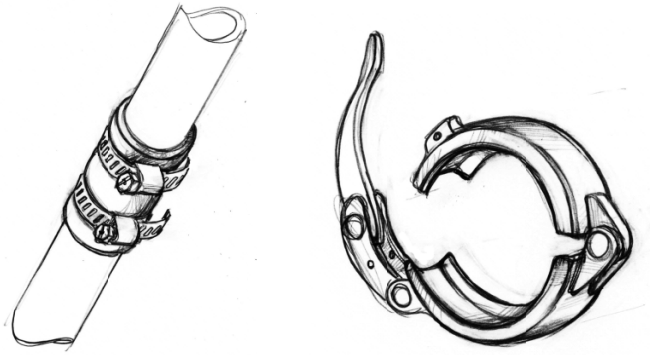
รูปที่ 2.17 เครื่องต่อท่อโดยใช้ความร้อนหลอมละลายท่อให้ติดกัน

การต่อด้วยกาว

การต่อด้วยกาวนิยมใช้ในการต่อท่อพีวีซี โดยจะทากาวที่ผิวในของข้อต่อ และผิวนอกของท่อ จากนั้นจึงสวมเข้าด้วยกันแล้วทิ้งให้แห้ง เมื่อกาวแห้งแล้วข้อต่อจะติดกันอย่างถาวรไม่สามารถถอดออกได้โดยไม่ทำลายท่อ

การต่อด้วยวิธีอื่นๆ

ยังมีการต่อท่อด้วยวิธีอื่นๆอีกมากเช่นข้อต่อสวมเร็วแบบมีซีลในตัว ต่อด้วยปลอกยางและเข็มขัดรัดในกรณีท่อมีผิวภายนอกเรียบ หรือ ข้อต่อเชิงกลที่ถอดออกได้ง่าย เป็นต้น



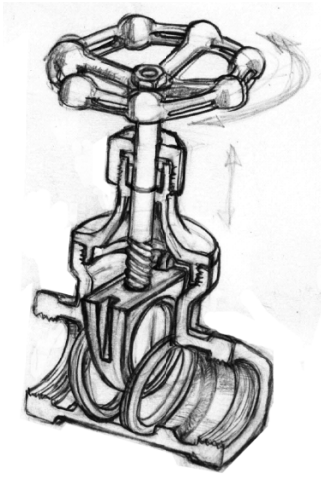
รูปที่ 2.18 ตัวอย่างการต่อท่อด้วยวิธีอื่นๆ

2.4 วาล์ว

วาล์วมีหน้าที่หลักคือการเปิด-ปิดช่องทางการไหล นอกจากนั้นวาล์วบางชนิดยังใช้ในการควบคุมอัตราการไหลและ ยังมีวาล์วที่ทำหน้าที่พิเศษอื่นๆ เช่นวาล์วกันกลับ และ วาล์วลดความดัน เป็นต้น ต่อไปนี้เป็นตัวอย่างของวาล์วชนิดหลักๆที่มีใช้ในระบบท่อทั่วไป

เกทวาล์ว (Gate valves)

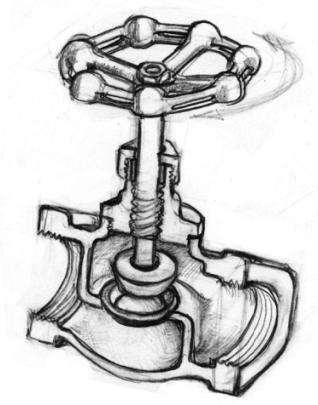
เกทวาล์วทำงานด้วยการเลื่อนใบปิดขึ้นลง โดยในการเปิด-ปิด จะต้องหมุนก้านวาล์วหลายรอบ มีทั้งก้านวาล์วเลื่อนขึ้นลง (Rising stem) และ แบบก้านวาล์วอยู่กับที่ (Non-rising stem) เกทวาล์วเหมาะกับการเปิด หรือ ปิดเท่านั้น ข้อดีของเกทวาล์วคือมีความดันตกต่ำเนื่องจากช่องทางการไหลเป็นเส้นตรง และของไหลสามารถไหลได้ทั้งสองทิศทาง ขณะที่ข้อเสียคือมีขนาดใหญ่ เปิด-ปิดช้า และ ไม่เหมาะสำหรับใช้หรี่การไหล รูปที่ 2.19 แสดงเกทวาล์วแบบก้านอยู่กับที่



รูปที่ 2.19 ภาพตัดแสดงส่วนประกอบของเกทวาล์ว

โกล้บวาล์ว (Globe valves)

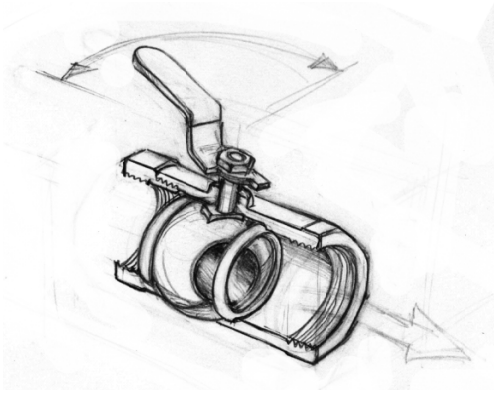
โกล้บวาล์วทำงานด้วยการเลื่อนขึ้นลงของแผ่นปิดรูปวงกลม มีทั้งแบบก้านเกลียว และแบบก้านเรียบที่เปิดปิดด้วยกลไกภายนอก วาล์วประเภทนี้จะมีความดันตกสูงเนื่องจากเส้นทางการไหลไม่ราบเรียบเหมือนเกทวาล์ว เหมาะกับการหรี่เพื่อควบคุมการไหล จึงมักใช้เป็นวาล์วควบคุม โดยรูปแบบของวาล์วมีทั้งเป็นแบบการไหลตรง หรือ หักมุม (Angle globe valve) รูปที่ 2.20 แสดงโกล้บวาล์ว ซึ่งจากรูปทิศทางการไหลที่เหมาะสมคือไหลจากซ้ายไปขวา



รูปที่ 2.20 ภาพตัดแสดงส่วนประกอบของโกล้บวาล์ว

บอลวาล์ว (Ball valves)

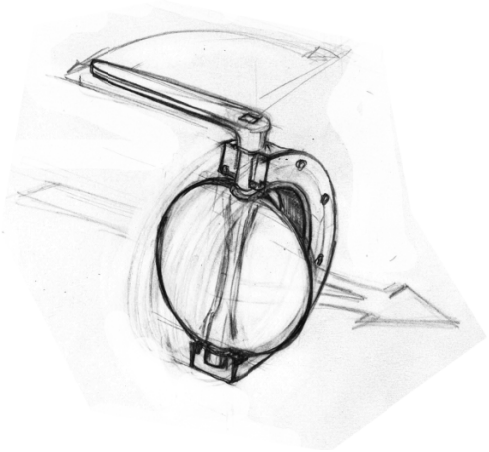
บอลวาล์วทำงานด้วยการหมุนของลูกบอลเจาะรูดังรูปที่ 2.21 การเปิด-ปิดใช้การหมุนเป็นมุมเพียง 90 องศา เหมาะกับการใช้งานเป็นวาล์วปลายทางสำหรับเปิด-ปิด สามารถใช้หรี่การไหลได้แต่ไม่เหมาะจะใช้กับการควบคุมปริมาณการไหล มีการใช้งานอย่างแพร่หลายในระบบของเหลวทั่วไป ระบบก๊าซ และ ระบบไอน้ำ ข้อดีคือความดันตกคร่อมต่ำพอๆกับเกทวาล์ว เปิด-ปิดได้เร็ว และปิดได้อย่างสนิท เกิดการรั่วไหลได้ยาก แต่ข้อเสียคือไม่เหมาะกับการใช้งานในท่อขนาดใหญ่เนื่องจากจะมีน้ำหนักมาก และราคาแพงกว่าวาล์วชนิดอื่นเมื่อมีขนาดใหญ่



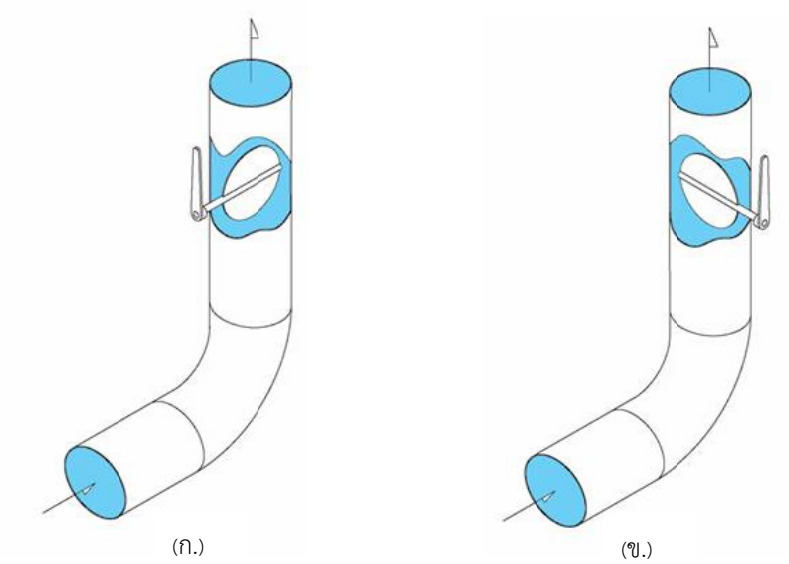
รูปที่ 2.21 ภาพตัดแสดงส่วนประกอบของบอลวาล์ว

วาล์วปีกผีเสื้อ (Butterfly valves)

วาล์วปีกผีเสื้อทำงานด้วยการหมุนของแผ่นจานกลม การเปิด-ปิดใช้การหมุนเป็นมุมเพียง 90 องศา มีขนาดตั้งแต่ DN50 ขึ้นไปเหมาะกับการใช้งานเป็นวาล์วเปิด-ปิด ในระบบของไหลทั่วไป สามารถใช้กับการควบคุมปริมาณการไหลได้บ้างแต่ไม่สามารถทำความดันตกคร่อมได้สูงเหมือนโกล้บวาล์ว ข้อดีคือความดันตกคร่อมต่ำ เปิด-ปิดได้เร็ว และใช้พื้นที่ในการติดตั้งน้อยกว่าวาล์วชนิดอื่น แต่ข้อเสียคือสามารถเกิดการสั่นสะเทือนได้ง่ายหากติดตั้งไม่เหมาะสม ดังตัวอย่างเปรียบเทียบในรูปที่ 2.23 นอกจากนี้ยังรับความดันสูงสุดได้ต่ำกว่าวาล์วชนิดอื่น



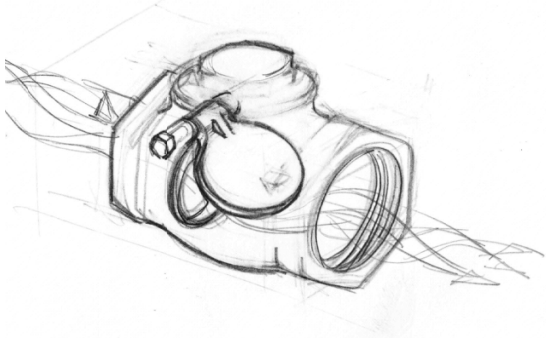
รูปที่ 2.22 ภาพตัดแสดงส่วนประกอบของวาล์วปีกผีเสื้อ



รูปที่ 2.23 การติดตั้งวาล์วปีกผีเสื้อที่ถูกวิธี (ก) และ ผิดวิธี (ข)

วาล์วกันกลับ (Check valves)

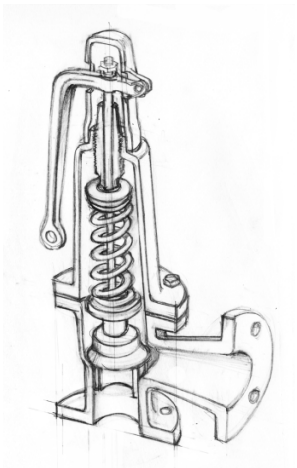
วาล์วกันกลับเป็นส่วนประกอบสำคัญอย่างหนึ่งในระบบท่อ มีหน้าที่ควบคุมการไหลให้เป็นไปในทิศทางเดียว เช็ควาล์วมีรูปแบบหลากหลาย รูปที่ 2.24 แสดงหลักการทำงานของวาล์วกันกลับแบบสวิง



รูปที่ 2.24 วาล์วกันกลับแบบสวิง

วาล์วระบาย (Relief valves)

วาล์วระบายทำหน้าที่ระบายของเหลวออกเมื่อความดันมีค่าเกินกว่าค่าที่ตั้งไว้ เพื่อความปลอดภัยของระบบ บางครั้งจึงถูกเรียกว่า Safety valve วาล์วชนิดนี้จะเปิดออกเมื่อแรงดันภายในมีค่ามากพอที่จะเอาชนะแรงดันของสปริงที่กดบ่าวาล์วอยู่ได้ วาล์วระบายความดันบางชนิดยังถูกออกแบบให้มีกลไกเคาะให้เกิดเสียงดังเวลาวาล์วทำงานเพื่อเตือนว่ามีเหตุผิดปกติที่ทำให้ความดันในระบบเกิน ซึ่งกรณีนี้จะเรียกว่า วาล์วสัญญาณเตือน หรือ Alarm Valve



รูปที่ 2.25 ภาพตัดแสดงส่วนประกอบของวาล์วระบาย

วาล์วลดความดัน (Pressure reducing valves)

วาล์วชนิดนี้มีหน้าที่ลดความดันในระบบลง ตัวอย่างการใช้งานเช่นในระบบจ่ายน้ำจากถังสูงในบริเวณที่อยู่ต่ำกว่าระดับน้ำในถังสูงมากๆ จะมีความดันสูงจึงต้องติดตั้งวาล์วลดความดันเพื่อไม่ให้น้ำมีแรงดันมากเกินไป มิฉะนั้นเมื่อเปิดวาล์วน้ำจะไหลออกมาอย่างรุนแรง

วาล์วลูกลอย (Float valves)

วาล์วลูกลอยมีหน้าที่ควบคุมระดับของของเหลว มักใช้ในการเติมของเหลวเข้าถังเก็บ ใช้ลูกลอยที่จะลอยขึ้น-ลงตามระดับของเหลวเป็นตัวเปิด-ปิดบ่าวาล์ว

พิกัดความดันของวาล์ว

พิกัดความดันของวาล์วคือความสามารถในการทนต่อความดันในช่วงอุณหภูมิใช้งานที่กำหนด ค่าพิกัดความดันมาตรฐานของวาล์วได้ถูกกำหนดให้สอดคล้องกับพิกัดความดันของหน้าแปลนและข้อต่อ ตามมาตรฐาน ANSI B16.34 ratings การระบุพิกัดความดันของวาล์วระบุตามลักษณะการใช้งานสองลักษณะคือ WSP และ WOG

WSP ย่อมาจาก Working steam pressure บอกถึงความสามารถในการรับความดันสำหรับการใช้งานในระบบไอน้ำ ส่วน WOG ย่อมาจาก water, oil and gas บอกถึงความสามารถในการรับความดันเมื่อใช้ในระบบน้ำ น้ำมัน และ ก๊าซ ที่อุณหภูมิปกติ ถ้าวาล์วถูกระบุพิกัดในทั้งสองลักษณะการใช้งาน พิกัด WSP จะเป็นพิกัดหลัก แต่ถ้าวาล์วถูกระบุพิกัดความดันสำหรับการใช้งานในลักษณะใดลักษณะหนึ่งเท่านั้น วาล์วนั้นก็จะเหมาะสมกับลักษณะการใช้งานตามที่ระบุเท่านั้น

นอกจากนี้ ถ้าวาล์วนั้นๆถูกออกแบบสำหรับการใช้งานในระบบน้ำเป็นหลัก พิกัดจะระบุเป็น WWP ซึ่งย่อมาจาก Water working pressure คลาสของวาล์วจะระบุพิกัดความดันใช้งานเช่น Class 300 ระบุว่าวาล์วสามารถใช้งานได้ที่ความดันไม่เกิน 300 psig ที่อุณหภูมิปกติ (32-90F) เมื่อวาล์วถูกใช้งานในระบบที่มีอุณหภูมิสูงขึ้นความสามารถในการรับความดันของวาล์วจะลดลง ขีดจำกัดอุณหภูมิใช้งานของวาล์วเป็นผลมาจากวัสดุของบ่าวาล์วและส่วนประกอบอื่นๆภายในตัววาล์ว

สัมประสิทธิ์ของวาล์ว

วาล์วนอกจากจะมีหน้าที่ปิด-เปิดการไหลแล้วยังสามารถใช้ควบคุมการไหลได้ด้วย ทั้งนี้เนื่องจากการเปิดวาล์วกว้างหรือแคบ จะมีผลทำให้ความดันที่ตกคร่อมวาล์วเปลี่ยนไป ซึ่งจะส่งผลต่ออัตราการไหลของของไหลผ่านวาล์วแต่ละชนิดจะมีค่าสัมประสิทธิ์แตกต่างกันออกไป โดยค่าสัมประสิทธินี้นิยมระบุเป็นค่า K_v หรือ C_v ดังสมการต่อไปนี้

$$K_v = Q\sqrt{\frac{S.G.}{\Delta P}} \tag{2.2}$$

เมื่อ *S.G.* คือความถ่วงจำเพาะของของไหล

Q คืออัตราการไหลมีหน่วยเป็นลูกบาศก์เมตรต่อชั่วโมง

ΔP คือความดันตกคร่อมวาล์วมีหน่วยเป็นบาร์

$$C_v = Q\sqrt{\frac{S.G.}{\Delta P}} \tag{2.3}$$

เมื่อ *S.G.* คือความถ่วงจำเพาะของของไหล

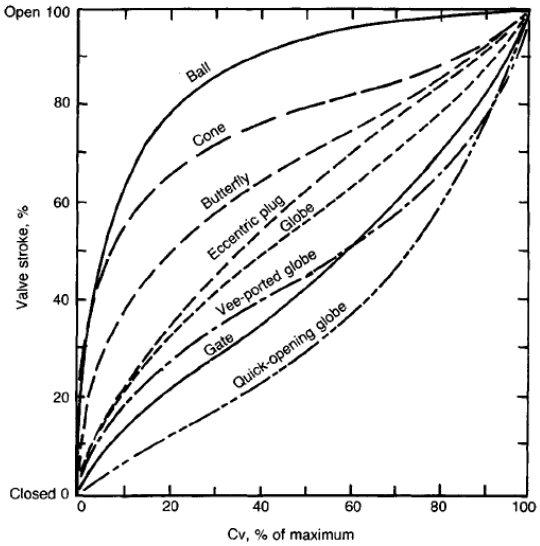
Q คืออัตราการไหลมีหน่วยเป็นแกลลอนต่อนาที

ΔP คือความดันตกคร่อมวาล์วมีหน่วยเป็นปอนด์ต่อตารางนิ้ว

เมื่อทำการแปลงหน่วยจะได้ความสัมพันธ์ระหว่าง K_v และ C_v เป็นดังสมการ 2.4

$$C_v = 0.86K_v \tag{2.4}$$

วาล์วที่เหมาะสำหรับการควบคุมควรมีลักษณะความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการเปิดวาล์วและค่าสัมประสิทธิ์ของวาล์วเป็นเส้นตรงซึ่งจากรูปที่ 2.26 จะเห็นได้ว่าโกล้บวาล์วมีลักษณะที่เหมาะสมจะใช้ควบคุมอัตราการไหลมากที่สุด ทั้งนี้รายละเอียดของการใช้งานวาล์วควบคุมจะกล่าวถึงในบทที่ 9 ต่อไป

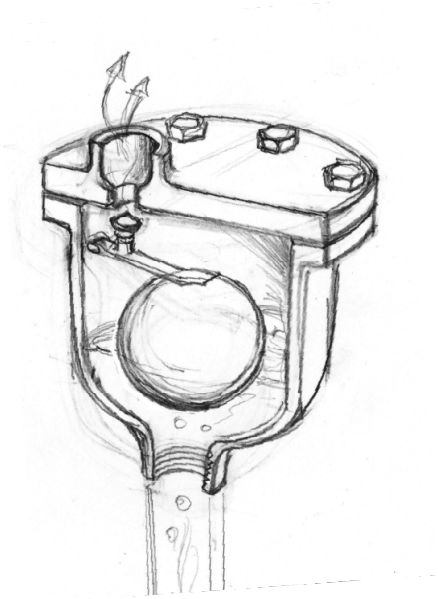


รูปที่ 2.26 K_v และเปอร์เซ็นต์การเปิด ในวาล์วชนิดต่างๆ (Sanks 1998)

2.5 อุปกรณ์ประกอบอื่นๆในระบบท่อ

หัวระบายอากาศ (Air vent)

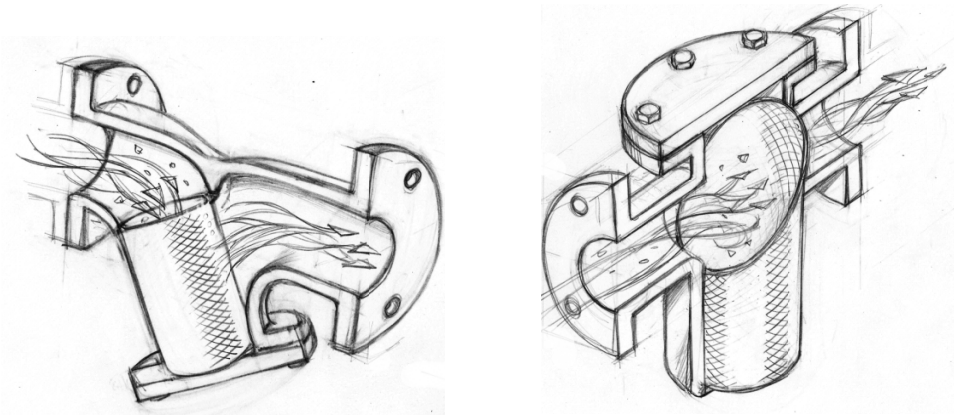
อุปกรณ์ชนิดนี้ใช้ในการระบายอากาศออกจากระบบท่อมีลูกลอยเป็นตัวเปิด-ปิดวาล์วดังรูปที่ 2.27 เมื่อมีของเหลวเข้าในวาล์ว ลูกลอยจะลอยขึ้นไปปิดช่องระบายอากาศ แต่เมื่อในวาล์วมีอากาศอยู่ลูกลอยจะตกลงให้อากาศถูกระบายออกไปได้จนกว่าจะมีของเหลวไหลเข้ามาในวาล์วอีกครั้งลูกลอยจึงปิด นิยมติดวาล์วระบายอากาศไว้ที่จุดสูงสุดในระบบท่อ หรือจุดที่คาดว่าจะมีอากาศมาสะสมอยู่ทั้งนี้เพราะหากปล่อยให้มีอากาศสะสมในจุดใดๆในระบบท่อโดยไม่สามารถระบายออกไปได้จะทำให้ของเหลวไม่สามารถไหลได้



รูปที่ 2.27 ภาพตัดแสดงส่วนประกอบของหัวระบายอากาศ

กรอง

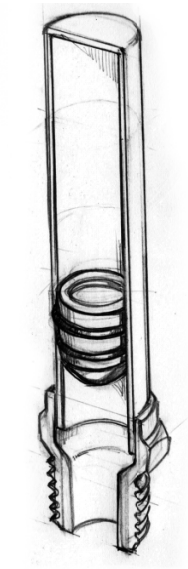
การติดตั้งกรองจะใช้ขนาดเดียวกับท่อ โดยกรองในท่อขนาดเล็กจะเป็นแบบตัววายดังรูปที่ 2.28 แต่ในท่อขนาดใหญ่ตั้งแต่ DN80 ขึ้นไปโดยเฉพาะที่เป็นท่อส่งที่มีระยะทางมาก ควรใช้แบบตะกร้าเพราะความดันตกต่ำกว่าแบบวาย



รูปที่ 2.28 กรองแบบวายและแบบตะกร้า

อุปกรณ์จับค้อนน้ำ

ในการเปิด-ปิดวาล์วอย่างรวดเร็วในระบบที่มีความเร็วในการไหลสูงจะทำให้น้ำกระแทกกับวาล์ว หรือข้องอในระบบเกิดเป็นคลื่นความสั่นสะเทือนซึ่งก่อให้เกิดเสียงดังและแรงกระแทกที่อาจทำให้ระบบท่อและอุปกรณ์ได้รับความเสียหายได้เรียกว่าปรากฏการณ์ค้อนน้ำ (Water hammer) อุปกรณ์จับค้อนน้ำในรูปที่ 2.29 มีลักษณะเป็นกระบอกซึ่งภายในมีโพรงอากาศบรรจุอยู่เพื่อคอยดูดซับแรงกระแทกโดยมีลูกสูบขั้นระหว่างอากาศกับน้ำ



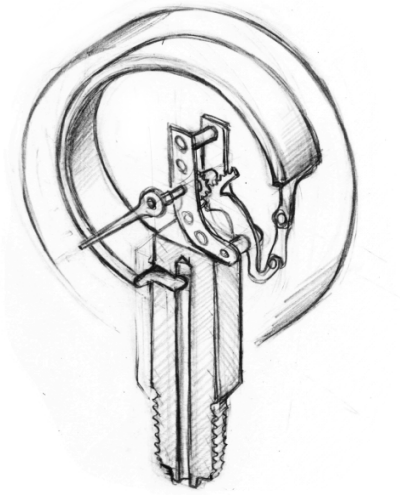
รูปที่ 2.29 อุปกรณ์จับค้อนน้ำ

อุปกรณ์วัดระดับ

การวัดระดับที่มีไว้ให้คนมองสามารถใช้หลอดแก้ว หรือลูกดิ่ง ส่วนการวัดระดับเพื่อการควบคุมจะใช้เครื่องวัดแบบอีเลคโทรด

มาตรวัดความดัน

มาตรวัดความดันมีหน้าที่วัดความดันของของไหล โดยแบบที่นิยมใช้ทั่วไปจะแสดงค่าด้วยเข็มชี้ตัวเลขบนหน้าปัทม์ ซึ่งทำงานโดยอาศัยการเปลี่ยนแปลงรูปร่างของหลอดรูปโค้งตามการเปลี่ยนแปลงความดันของไหลในหลอด ความดันที่วัดได้จะเป็นความดันที่เทียบกับความดันบรรยากาศ หรือเรียกว่า ความดันเกจ (Gauge pressure) เนื่องจากภายนอกของหลอดจะอยู่ภายใต้ความดันบรรยากาศ เช่นเมื่อมาตรวัดความดันอ่านค่าได้ 2 bar หรือ 2 barG หมายถึงความดันของของเหลวมีค่าสูงกว่าความดันบรรยากาศอยู่ 2 bar ทั้งนี้ความดันบรรยากาศคือ 1.013 bar ดังนั้นความดันที่แท้จริงของของไหล หรือเรียกว่าความดันสัมบูรณ์ (Absolute pressure) คือ 3.103 barA



รูปที่ 2.30 ส่วนประกอบภายในของมาตรวัดความดันแบบหลอดเบอร์ดอน

มาตรวัดอุณหภูมิ

มีหลักการทำงานหลายรูปแบบ เช่นแบบไบเมตัลลิก (Bi-metallic) ซึ่งใช้แถบโลหะที่มีสัมประสิทธิการขยายตัวตามอุณหภูมิต่างกันมาต่อกันทำให้แถบโลหะมีการโก่งตัวเมื่ออุณหภูมิเปลี่ยนแปลงไป แล้วจึงนำการโก่งตัวนี้ไปขับเคลื่อนเข็มวัดชี้อุณหภูมิ มาตรวัดอุณหภูมิอีกชนิดคือ

แบบเทอรโมคับเปิ้ลซึ่งอาศัยการนำลวดโลหะสองชนิดมาต่อปลายเข้าด้วยกัน เมื่ออุณหภูมิที่รอยต่อเปลี่ยนไปจะเกิดไฟฟ้าไหลในลวด

มาตรวัดอัตราการไหล

เป็นอุปกรณ์สำคัญอีกชิ้นหนึ่งในระบบท่อ มาตรวัดอัตราการไหลมีหลายประเภทซึ่งแต่ละประเภททำงานด้วยหลักการที่แตกต่างกัน ตัวอย่างบางส่วนของมาตรวัดที่นิยมใช้ในอาคารและอุตสาหกรรมมีดังนี้

มาตรวัดอัตราการไหลสะสมแบบเทอร์ไบน์

เป็นมาตรวัดที่ใช้งานมากที่สุด ของไหลจะไหลผ่านทำให้เทอร์ไบน์หมุน จากนั้นการหมุนจะถูกนับด้วยวิธีการทางกลหรืออิเลคทรอนิกส์เพื่อตีความเป็นปริมาตรของของไหลที่ไหลผ่าน มาตรวัดแบบนี้เป็นที่นิยมใช้มากที่สุด โดยจะพบเห็นได้ทั่วไปในรูปแบบของมิเตอร์น้ำประปาตามบ้าน

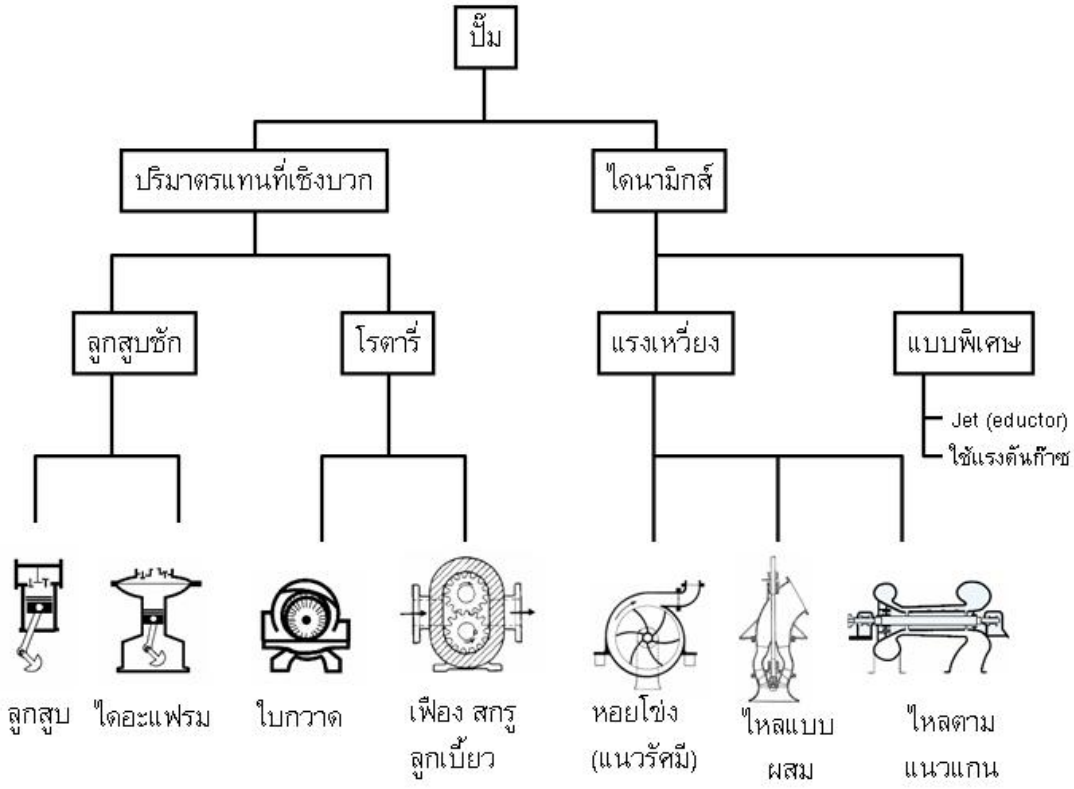
มาตรวัดอัตราการไหลแบบออริฟิซ

วัดอัตราการไหลโดยใช้แผ่นเจาะรูกลมไปขวางการไหลทำให้เกิดความดันตก ซึ่งความดันตกนี้จะแปรผันโดยตรงกับกำลังสองของความเร็ว ทำให้สามารถนำค่าความดันตกที่วัดได้ไปคำนวณเป็นอัตราการไหลได้ มิเตอร์ประเภทนี้มักจะมีเซลวัดความดันแบบอิเลคทรอนิกส์ เพื่อตีความเป็นอัตราการไหลโดยตรง มีช่วงการวัดที่อัตราต่ำสุดและสูงสุดต่างกันได้ประมาณ 4-5 เท่า

สำหรับรายละเอียดเกี่ยวกับมาตรวัดที่กล่าวมาและมาตรวัดชนิดอื่นๆ สามารถหาอ่านได้ใน ตำราด้านกลศาสตร์ของไหล

2.6 ปั๊ม

ปั๊ม หรือเครื่องสูบ เป็นส่วนประกอบสำคัญส่วนหนึ่งในระบบของไหล การไหลในท่อจะเกิดขึ้นได้ต้องมีความดันที่แตกต่างระหว่างของไหลต้นทางกับปลายทางซึ่งความดันนี้อาจมาจากความต่างระดับของความสูง แต่ถ้าที่ต้นทางมีความดันไม่พอก็จะใช้ปั๊มเพื่อสร้างแรงดันในการขับเคลื่อนของไหล ปั๊มสามารถแยกตามลักษณะการทำงานออกเป็นสองประเภทหลักๆ คือ ปั๊มแบบปริมาตรแทนที่เชิงบวก และปั๊มแบบไดนามิกส์ โดยมีประเภทย่อยตามรูปที่ 2.31



รูปที่ 2.31 ประเภทของปั๊ม

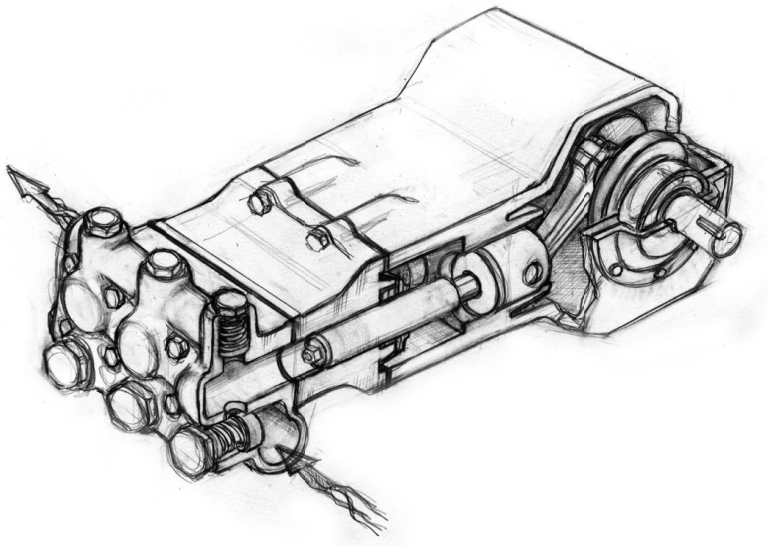
ปั๊มแต่ละประเภทจะเหมาะสำหรับการทำงานสภาวะต่างๆกัน ในหัวข้อต่อไปนี้จะแนะนำปั๊มบางประเภทที่มีใช้มากในอุตสาหกรรมดังต่อไปนี้

ปั๊มแบบปริมาตรแทนที่เชิงบวก

ทำงานโดยหลักการตามชื่อ คือใช้ปริมาตรของแข็งไปแทนที่ปริมาตรของเหลวเพื่อทำให้ของเหลวเคลื่อนที่เกิดเป็นความดันและอัตราไหล เหมาะกับการใช้งานที่ต้องการความดันมากกว่าอัตราไหล แบ่งเป็นสองประเภทหลักๆคือประเภทลูกสูบชัก และ ประเภทโรตารี่

ปั๊มลูกสูบ

ทำงานโดยใช้การแทนที่ปริมาตรของไหลด้วยลูกสูบ ส่วนประกอบหลักของปั๊มแสดงในรูปที่ 2.32 ปั๊มชนิดนี้จะเน้นการสร้างแรงดันมากกว่าอัตราไหล นอกจากนี้ยังมีลักษณะเฉพาะคือจะทำแรงดันได้ไม่ราบลื่น เนื่องจากจะจ่ายน้ำในช่วงที่ลูกสูบอยู่ในจังหวะอัดเท่านั้น ซึ่งถ้าปั๊มมีจำนวนลูกสูบน้อยและหมุนช้าก็จะเห็นความไม่สม่ำเสมอของการไหลได้อย่างชัดเจน

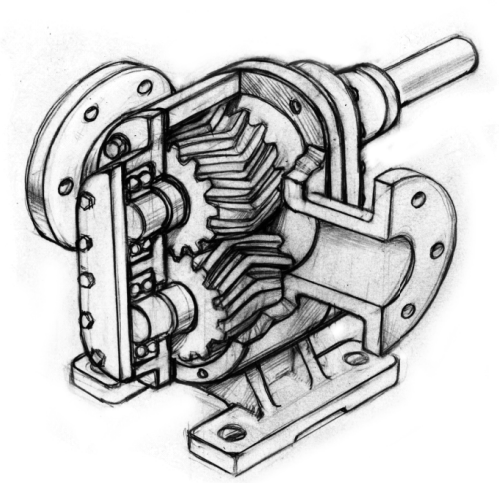


รูปที่ 2.32 ปั๊มแบบลูกสูบ

ในการใช้งานกับของไหลที่มีอุณหภูมิสูงหรือมีพิษ จะใช้ปั๊มแบบไดอะแฟรมคือมีแผ่นยางยืดหยุ่นแยกตัวลูกสูบออกจากของไหล

ปั๊มโรตารี่

มีหลักการทำงานเหมือนปั๊มแบบลูกสูบแต่จะทำงานให้อัตราการไหลที่ต่อเนื่องราบลื่นกว่า ทำความดันได้ต่ำกว่าปั๊มแบบลูกสูบที่พิกัดกำลังเดียวกัน เหมาะกับการขับเคลื่อนของไหลที่มีความหนืดสูงเช่น น้ำมันหล่อลื่น เป็นต้น เนื่องจากของไหลที่หนืดจะทำหน้าที่เสมือนซีลระหว่างโรเตอร์ทำให้ปั๊มมีประสิทธิภาพดีขึ้น ปั๊มโรตารี่มีหลายรูปแบบเช่นแบบเฟือง (รูปที่ 2.33) และ แบบสกรู เป็นต้น



รูปที่ 2.33 ปั๊มโรตารี่แบบเฟือง

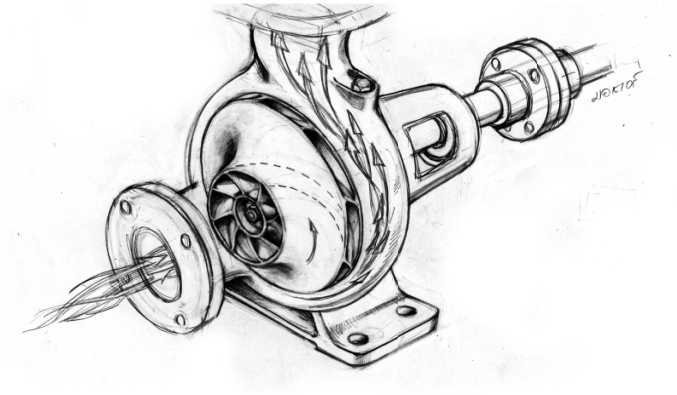
ปั๊มแบบไดนามิกส์

ทำงานโดยเพิ่มพลังงานจลน์ในรูปของความเร็วให้ของเหลวจากนั้นจึงเปลี่ยนความเร็วเป็นความดันโดยการทำให้ของเหลววิ่งช้าลงเมื่อออกจากปั๊ม ส่วนใหญ่จะเพิ่มความเร็วให้ของเหลวโดยใช้แรงเหวี่ยงของใบปั๊ม ซึ่งจัดเป็นประเภทปั๊มแบบแรงเหวี่ยง ซึ่งการเหวี่ยงมีทั้งทำให้น้ำไหลในแนวแกนของปั๊ม (Axial flow) ไหลในแนวรัศมีของใบปั๊ม (Radial flow) และไหลแบบผสม (Mixed flow) ลักษณะของใบพัดมีผลโดยตรงต่อสมรรถนะของปั๊มโดยปั๊มแบบไหลตามแนวรัศมีจะทำความดันได้สูงกว่าปั๊มแบบไหลตามแนวแกน ที่พิกัดเดียวกัน (รายละเอียดในบทที่ 6) ปั๊มที่มีใช้มากที่สุดคือแบบไหลในแนวรัศมีของใบปั๊ม ซึ่งตัวปั๊มจะมีรูปร่างคล้ายก้นหอยจึงนิยมเรียกกันว่าปั๊มหอยโข่ง (Centrifugal pumps) ดังรายละเอียดต่อไปนี้

ปั๊มหอยโข่ง

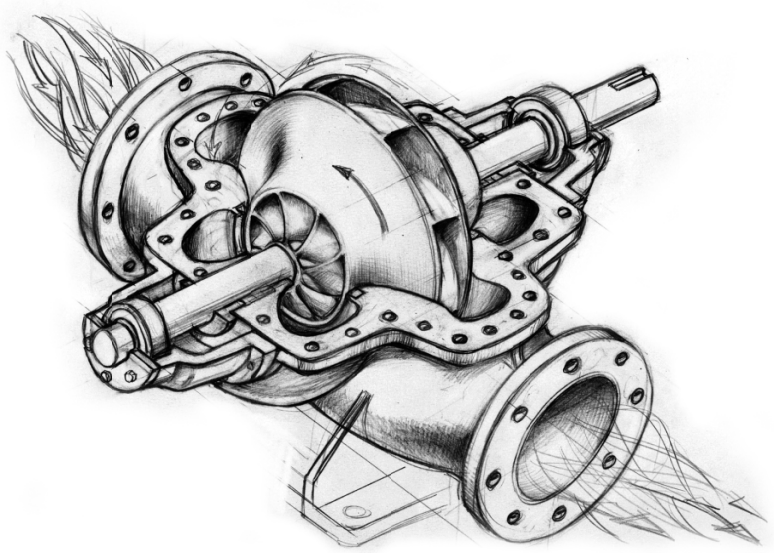
ปั๊มหอยโข่งเป็นปั๊มที่มีใช้มากที่สุดในอุตสาหกรรม โดยแบบที่มีใช้มากจะเป็นแบบดูดจากปลาย (End suction) ซึ่งมีส่วนประกอบสำคัญดังรูปที่ 2.34 โดยจากรูปจะเห็นได้ว่าแกนเพลาจะต้องยื่นออกมาจากตัวปั๊มเพื่อต่อกับมอเตอร์ ซึ่งจุดที่เป็นรอยต่อระหว่างเสื้อปั๊มกับแกนเพลาจะต้องมีซีลกันของเหลวรั่วออกมา ซีลในปั๊มหอยโข่งมีสองแบบคือแบบแพคกิ้งซึ่งใช้วัสดุคล้ายผ้าถักไปพันและอัดไว้บริเวณรอยต่อ กับซีลเชิงกลซึ่งใช้ผิวสัมผัสที่เรียบและแรงกดจากสปริงคอยกันไม่ให้ของไหลรั่วออกมา อย่างไรก็ตามซีลทั้งสองประเภทอาจมีของไหลรั่วออกมาเล็กน้อยซึ่งหากของไหลเป็นสาร

อันตราย เช่นสารมีพิษ สารกัดกร่อน หรือสารที่ติดไฟได้ง่าย ก็จะไม่ปลอดภัย ในกรณีเช่นนี้สามารถใช้ปั๊มแบบพิเศษได้แก่ปั๊มที่ขับเคลื่อนด้วยคัปปลิ้งแม่เหล็ก



รูปที่ 2.34 ส่วนประกอบหลักของปั๊มหอยโข่งแบบดูดจากปลาย

ปั๊มหอยโข่งแบบดูดจากปลายมีจุดด้อยคือการออกแบบให้ใบปั๊มติดอยู่บนปลายเพลายื่น ทำให้แบริ่งมีภาระมากทั้งในแนวรัศมีและในแนวแกน แต่ข้อดีคือมีราคาถูก ขณะที่ปั๊มหอยโข่งอีกแบบหนึ่งคือแบบเสื้อปั๊มแยกได้ (Split case) ดังรูปที่ 2.35 มีลักษณะเด่นคือใบปั๊มอยู่ตรงกลางระหว่างแบริ่งสองด้าน และมีของเหลวถูกดูดเข้าใบปั๊มจากสองทิศทางอย่างสมดุลกัน เปรียบเสมือนใช้ปั๊มสองตัวต่อขนานกัน ให้อัตราไหลมากกว่าปั๊มแบบดูดจากปลายที่เส้นผ่านศูนย์กลางใบเท่ากัน แต่มีราคาสูงกว่ามาก นิยมใช้ในระบบดับเพลิง และระบบส่งของเหลวอื่นๆที่ต้องการอัตราไหลมากๆ



รูปที่ 2.35 ส่วนประกอบหลักของปั๊มหอยโข่งแบบเสื้อปั๊มแยกได้

รายละเอียดเกี่ยวกับสมรรถนะ การออกแบบ การเลือกใช้ และติดตั้งปั๊ม มีต่อในบทที่ 6

แบบฝึกหัด

1. จงอธิบายข้อดีและข้อเสียของท่อ PVC
2. เหตุใดท่ออลูมินัมจึงเป็นที่นิยมใช้ในระบบปรับอากาศในรถยนต์? จงเปรียบเทียบคุณสมบัติต่างๆ กับท่อทองแดงและท่อสเตนเลส
3. จงอธิบายการติดตั้งวาล์วปีกผีเสื้อที่ถูกวิธีและผิดวิธี
4. Schedule ของท่อคืออะไร?
5. ท่อเหล็กดำ DN100 SCH80 มีน้ำหนักรวมน้ำในท่อ มากกว่าท่อ DN100 SCH40 กี่เปอร์เซ็นต์?
6. ค้อนน้ำ หรือ “Water Hammer” คืออะไร? จะป้องกันได้อย่างไร?
7. จงวาดรูปและอธิบายหลักการทำงานของวาล์วระบายอากาศ

บทที่ 3 การเขียนแบบระบบท่อ

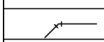
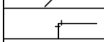
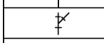
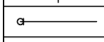
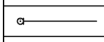
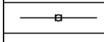
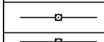
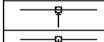
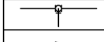
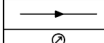
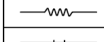
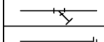
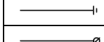
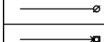
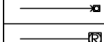
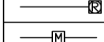
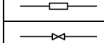
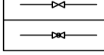
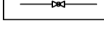
ผลสำเร็จของงานออกแบบจะอยู่ในรูปของตัวแบบ และข้อกำหนดรายละเอียดทางเทคนิค ซึ่งสามารถนำไปสร้างได้จริง ผู้ออกแบบเป็นผู้รับผิดชอบในการเขียนแบบชุดแรก จากนั้นผู้ติดตั้งที่ทำงานจริงจะเขียนแบบรายละเอียดเฉพาะจุดสำหรับการติดตั้ง และเมื่อติดตั้งเสร็จผู้ติดตั้งจะต้องเขียนแบบชุดสุดท้ายที่มีรายละเอียดตรงกับงานจริงอีกครั้งหนึ่ง ซึ่งถ้าผู้ออกแบบมีประสบการณ์สูงและมีความเอาใจใส่กับรายละเอียดมากเท่าใด แบบชุดสุดท้ายก็จะมีความใกล้เคียงกับแบบชุดแรกมากเท่านั้น

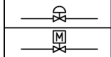
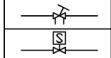
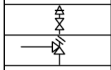
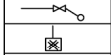
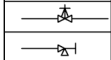
ต่อไปนี้เป็นการอธิบายโดยสังเขปเกี่ยวกับการเขียนแบบระบบท่อโดยเน้นที่แบบชุดแรกที่มาจากการออกแบบ

3.1 การใช้สัญลักษณ์

ในการเขียนแบบแปลนนิยมใช้สัญลักษณ์ที่ดูง่ายแทนส่วนประกอบต่างๆในระบบท่อ บริษัทออกแบบต่างๆอาจใช้สัญลักษณ์ต่างกันซึ่งจะมีการเขียนคำอธิบายไว้ในหน้าแรกของชุดแบบ อย่างไรก็ตามสัญลักษณ์ที่นิยมใช้ในการเขียนแบบระบบท่อทางวิศวกรรมแบบเส้นเดียวมีดังตารางที่ 3.1

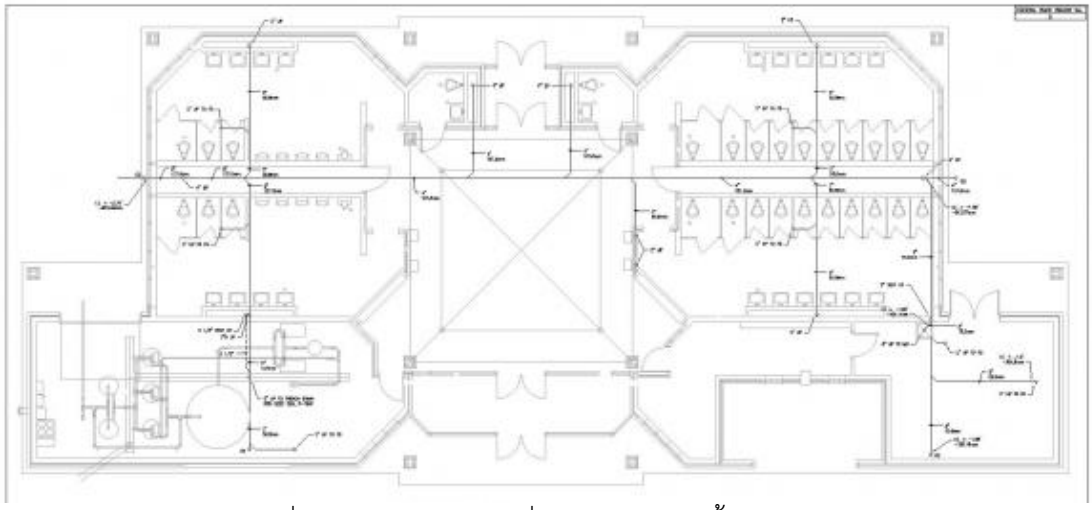
ตารางที่ 3.1 สัญลักษณ์ที่นิยมใช้ในการเขียนแบบระบบท่อแบบเส้นเดี่ยว

SYMBOLS	DESCRIPTION
	BLIND FLANGED END
	CAP END
	ELBOW 45 DEGREE
	ELBOW 90 DEGREE
	LATERAL
	ELBOW TURNED DOWN
	ELBOW TURNED UP
	FLANGED PIPE CONNECTION
	TEE
	TEE , OUTLET DOWN
	TEE , OUTLET UP
	TEE , BOTTOM CONNECTION
	TEE , TOP CONNECTION
	FLOW IN DIRECTION OF ARROW
	PRESSURE GAUGE
	FLEXIBLE CONNECTION
	STRAINER
	CLEANOUT
	FLOOR CLEANOUT
	FLOOR DRAIN
	ROOF DRAIN
	WATER METER
	FLOW REGULATOR
	VALVE (UNSPECIFIED)
	GLOBE VALVE

SYMBOLS	DESCRIPTION
	CHECK VALVE
	BALL VALVE
	BUTTERFLY VALVE
	PRESSURE REGULATING VALVE
	MOTORIZING VALVE
	MULTIPURPOSE BALANCING VALVE
	SOLENOID VALVE
	AUTOMATIC AIR VENT WITH VALVE
	SAFETY OR RELIEF VALVE
	MODULATING FLOAT VALVE
	FLOAT VALVE
	FOOT VALVE
	CONDUCTIVE LEVEL SWITCH
	PUMP
	OS & Y GATE VALVE
	ANGLE VALVE
	SIGHT FLOW INDICATOR
	EQUIPMENT DRAIN
	OPEN WASTE CONE
	CLOSED WASTE CONE
	UNION
	REDUCER
	REDUCER CONCENTRIC
	REDUCER ECCENTRIC STRAIGHT INVERT
	REDUCER ECCENTRIC STRAIGHT CROWN

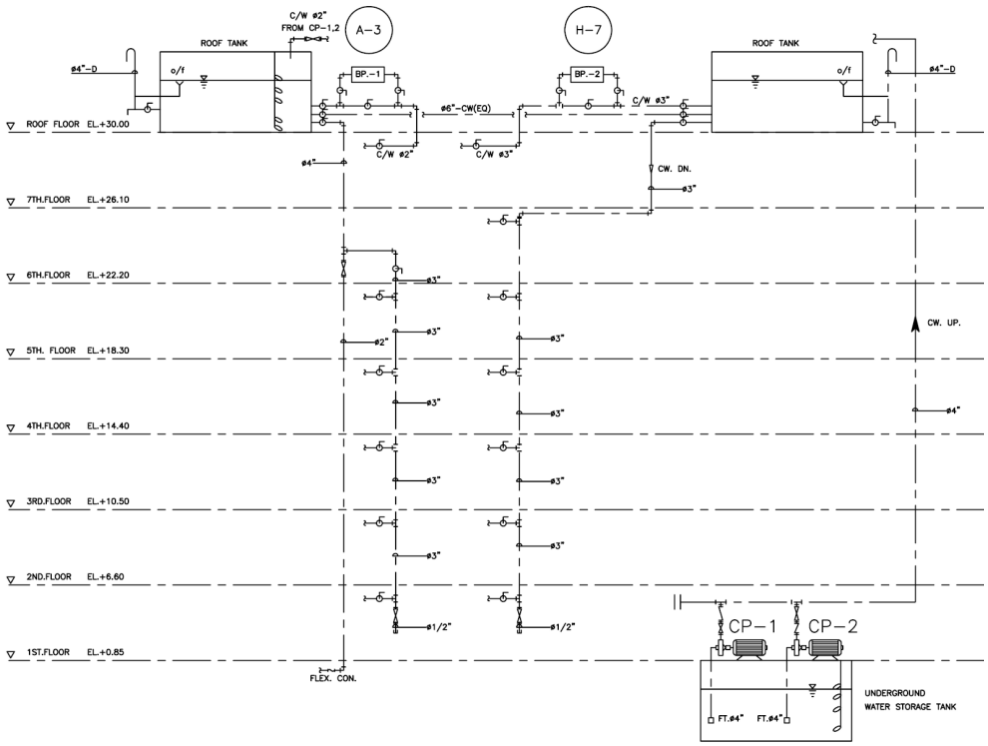
3.2 การเขียนแบบระบบท่อ

การเขียนแบบท่อในขั้นตอนการออกแบบ (Design drawing) แบบนิยมเขียนเป็นแบบเส้นเดี่ยวลงบนแบบแปลนของอาคาร โดยแบบท่อของแต่ละชั้นเป็นการมองจากด้านบนเรียกว่า Floor Plan ดังรูปที่ 3.1 ซึ่งรายละเอียดของข้อต่อข้องอต่างๆอาจไม่ครบถ้วน ยกเว้นในกรณีที่เป็นท่อขนาดใหญ่จะเขียนเป็นแบบเส้นคู่เพื่อแทนขนาดของท่อด้วยเพื่อป้องกันความผิดพลาด (เช่นท่อมีขนาดใหญ่กว่าพื้นที่ที่เตรียมไว้สำหรับเดินท่อ) โดยมีแบบรายละเอียดการติดตั้งและข้อกำหนดการติดตั้งแนบไปด้วยดังจะกล่าวในหัวข้อที่ 3.3 ต่อไป



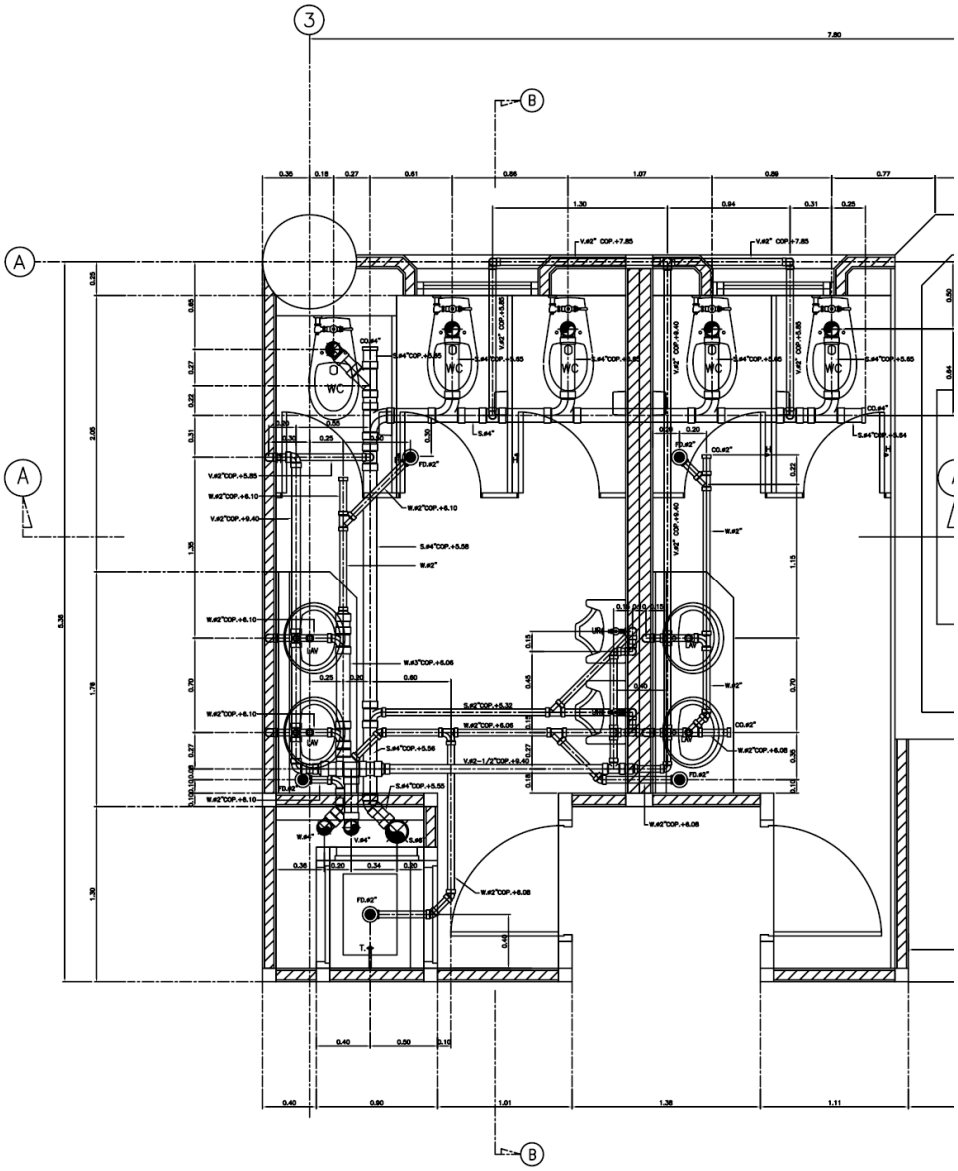
รูปที่ 3.1 แบบแปลนเส้นเดี่ยวของระบบท่อน้ำ

นอกจากแบบแปลนแล้วแบบที่สำคัญอีกแบบหนึ่งคือแบบเค้าโครง หรือ Schematic Diagram หรือ Riser Diagram ซึ่งเป็นแบบอย่างง่ายที่แสดงว่าของเหลวถูกส่งไปที่ใดบ้าง (เปรียบได้กับ แบบวงจรการต่อสายไฟฟ้า) โดยไม่ได้เขียนบนสัดส่วนจริงของอาคาร แบบนี้จะแสดงระดับความสูงที่ส่วนต่างๆของระบบ แต่จะไม่แสดงระยะทางจริงในแนวราบ ดังตัวอย่างในรูปที่ 3.2



รูปที่ 3.2 ตัวอย่าง Schematic diagram ของระบบน้ำประปาในอาคาร

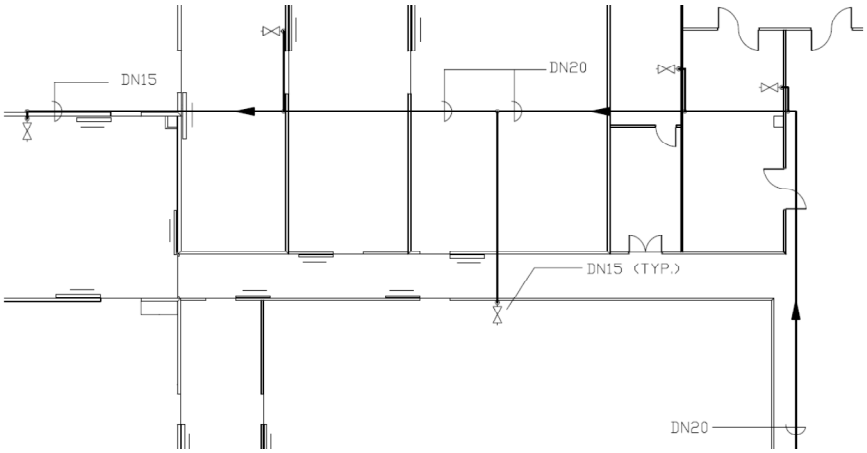
ในขั้นตอนการติดตั้งจะมีการเขียนแบบเพื่อการติดตั้ง (Shop drawing) ซึ่งจะมีการวัดระยะหน้างานจริงและเขียนข้อต่อและข้องอต่างๆตามจริง โดยอาจเขียนเป็นแบบไอโซเมตริก หรือเขียนเป็นสามมิติตามแต่ความจำเป็น เมื่องานสร้างเสร็จแล้วผู้ติดตั้งก็จะเขียนแบบตามที่สร้างจริง (As-built drawing) ส่งให้เจ้าของงานไว้ใช้อ้างอิงต่อไป ดังรูปที่ 3.3



รูปที่ 3.3 ตัวอย่าง As-built drawing ของระบบท่อน้ำทิ้งในห้องน้ำ

การให้ขนาดท่อ

การกำหนดขนาดท่อลงในแบบแปลนแบบเส้นเดี่ยวนิยมชี้เส้นท่อด้วยสัญลักษณ์เส้นโค้งวนรอบท่อ ดังรูปที่ 3.4 ซึ่งจะมีการระบุขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ โดยหากท่อมีขนาดเท่าๆกันในบริเวณใกล้เคียงกัน ก็จะใช้คำย่อ (TYP.) แทนความหมายว่าเหมือนกันหมด (TYPICAL) นอกจากนี้ควรมีลูกศรระบุทิศทางของการไหลด้วย

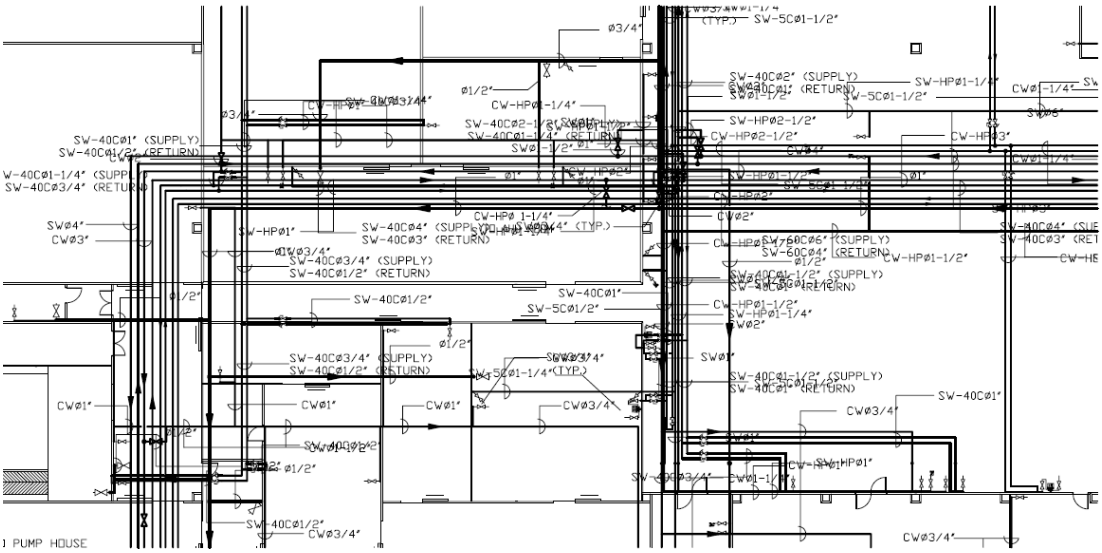


รูปที่ 3.4 การกำหนดขนาดท่อลงในแบบ

การเขียนแบบระบบท่อด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์

ปัจจุบันการเขียนแบบงานโครงสร้างและงานระบบทั้งหมดทำบนโปรแกรมคอมพิวเตอร์ โดยโปรแกรมที่นิยมใช้มากที่สุดได้แก่โปรแกรม AutoCAD โปรแกรมนี้มีจุดเด่นคือการจัดแบ่งเลเยอร์ (Layer) ซึ่งเปรียบเสมือนการทำงานบนแผ่นใสที่วางซ้อนกัน สถาปนิกจะเขียนแบบแปลนของอาคารไว้บนเลเยอร์ชุดหนึ่ง จากนั้นวิศวกรจะทำงานบนเลเยอร์อีกชุดหนึ่ง วิศวกรไฟฟ้าจะนำแบบสถาปัตย์ไปออกแบบระบบไฟฟ้า วิศวกรโยธาจะนำแบบสถาปัตย์ไปออกแบบโครงสร้าง ส่วนวิศวกรเครื่องกลจะนำแบบสถาปัตย์มาออกแบบงานระบบเช่น ระบบปรับอากาศ ระบบประปา ระบบระบายน้ำ และถ้าเป็นอาคารอุตสาหกรรมก็จะต้องออกแบบระบบทางกลอื่นๆอีก เช่น ระบบหล่อเย็น ระบบอากาศอัด และ ระบบไอน้ำ เป็นต้น โดยในการออกแบบระบบเหล่านี้จะมีระบบท่อเป็นส่วนประกอบอยู่ด้วย

ถ้างานไม่ใหญ่มาก ระบบทางกลทั้งหมดก็อาจจะถูกเขียนรวมทับซ้อนกันไว้ในไฟล์เดียวกัน และเลือกเปิด-ปิดเลเยอร์เพื่อแสดงแบบที่ต้องการก็ได้ รูปที่ 3.5 แสดงตัวอย่างแบบแปลนของระบบท่อทุกระบบที่ถูกเขียนลงในไฟล์เดียวกัน ทั้งนี้เมื่อออกแบบทุกระบบในไฟล์เดียวกัน ผู้ออกแบบสามารถมองภาพรวมเพื่อปรับการวางแนวท่อต่างๆให้เหมาะสมได้อีกด้วย



รูปที่ 3.5 การเขียนระบบท่อหลายระบบลงในไฟล์เดียวกัน

คำแนะนำเบื้องต้นในการเขียนแบบในคอมพิวเตอร์คือการจัดระเบียบของเลเยอร์โดยการสร้างและตั้งชื่อเลเยอร์อย่างเป็นระเบียบ เช่น

1-CW-pipe สำหรับเขียนเส้นท่อน้ำประปา
1-CW-text สำหรับเขียนข้อความในระบบท่อน้ำประปา
2-W-pipe สำหรับเขียนเส้นท่อน้ำเสีย
2-W-text สำหรับเขียนข้อความในระบบท่อน้ำเสีย
2-S-pipe สำหรับเขียนเส้นท่อน้ำโสโครก
2-S-text สำหรับเขียนข้อความในระบบท่อน้ำโสโครก
โดยที่ 1 แทนระบบประปา และ 2 แทนระบบระบายน้ำ เป็นต้น

จากนั้นกำหนดสีและน้ำหนักของเส้นให้เหมาะสม เช่นโดยให้แบบสถาปัตย์ทั้งหมดมีสีเดียวกัน และมีน้ำหนักเส้นน้อยกว่าเส้นท่อ และกำหนดสีของท่อแต่ละระบบให้ต่างกัน เพื่อมองได้ง่ายเวลาเปิดเลเยอร์พร้อมกัน

เขียนแบบ ข้อต่อ ข้องอ วาล์ว และ ชิ้นส่วนต่างๆ ไว้บนเลเยอร์ 0 และจัดเก็บเป็นบล็อกเพื่อเรียกมาใช้งานได้สะดวก และทำการสร้าง กรอบและช่องใส่ชื่อแบบไว้ในเลย์เอ้าท์มาตรฐานสำหรับ

การพิมพ์แบบ โดยรายละเอียดในการใช้โปรแกรมมักเป็นส่วนหนึ่งของเนื้อหาวิชากราฟฟิกวิศวกรรมที่นักศึกษาวิศวกรรมศาสตร์ ได้เรียนในชั้นปีที่ 1

นอกจากการเขียนแบบท่อในลักษณะสองมิติด้วยโปรแกรม AutoCAD แล้ว ปัจจุบันผู้ออกแบบอาคารมีการใช้โปรแกรมออกแบบอาคารแบบสามมิติ เช่น Autodesk Revit ซึ่งทำให้การออกแบบท่อสามารถทำได้เสมือนจริงในสามมิติ และนำไปสู่การสร้างแบบจำลองข้อมูลอาคาร (Building Information Modeling – BIM) ส่วนโครงการที่มีระบบท่อเป็นหลัก เช่น ในการออกแบบโรงงานปิโตรเคมี นิยมใช้โปรแกรมเฉพาะทางสำหรับการออกแบบท่อ ซึ่งสามารถเขียนแบบเป็นสามมิติ ประเมินปริมาณวัสดุที่ต้องใช้ รวมทั้งทำการวิเคราะห์การไหลและวิเคราะห์ความเค้นของท่อได้ด้วย อย่างไรก็ตาม ในการศึกษาวิชานี้จะอิงกับวิธีการพื้นฐานในการเขียนแบบสองมิติเป็นหลัก

ส่วนประกอบของแบบงานระบบท่อ

แบบงานระบบจะประกอบด้วยแบบหลายแผ่นที่มีการเรียงลำดับหมายเลขอย่างต่อเนื่อง จัดพิมพ์ในขนาดที่เหมาะสมกับการมองเห็นด้วยสเกลมาตรฐาน เช่น 1:100 หรือ 1:50 เป็นต้น โดยการจัดเรียงมักมีลำดับดังนี้

- หน้าปก
- สารบัญแบบ
- รายการสัญลักษณ์
- ตารางอุปกรณ์รายละเอียดของอุปกรณ์
- แบบเค้าโครงของระบบ
- แบบแปลน
- แบบขยายหรือภาพตัด
- แบบรายละเอียดทั่วไป

นอกจากแบบแล้วยังต้องมีรายละเอียดประกอบแบบได้แก่ข้อกำหนดรายละเอียดทางเทคนิคต่างๆ ที่สามารถระบุได้ด้วยข้อความ เช่น ข้อกำหนดด้านวัสดุ ข้อกำหนดด้านผู้ผลิตอุปกรณ์ มาตรฐานรับรอง และข้อกำหนดด้านการติดตั้ง เป็นต้น แบบงานระบบรวมกับรายละเอียดประกอบแบบรวมกันเป็นข้อกำหนดอ้างอิงของงาน (Terms of reference - TOR) ที่จะใช้สำหรับการว่าจ้างเหมาก่อสร้าง ซึ่งจะเห็นได้ว่ารายละเอียดประกอบแบบเป็นส่วนสำคัญอย่างมากมาก เนื่องจากถ้าไม่มีการกำหนดรายละเอียดอย่างชัดเจนแล้ว ในการก่อสร้างจริง ผู้ก่อสร้างก็สามารถเลือกวัสดุคุณภาพต่ำที่ราคาถูกมาติดตั้งได้ ทั้งนี้ในระหว่างโครงการอาจมีสาเหตุต่างๆให้มีการแก้ไขแบบซึ่งผู้ออกแบบจะออกแบบแก้ไข (Revision) เพิ่มเติมไปกับแบบชุดเดิมได้อีก

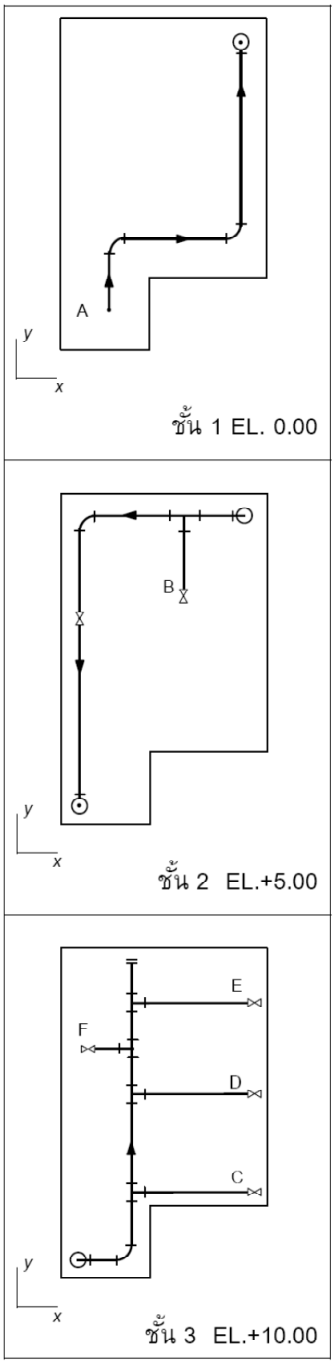
นอกจากเรื่องแบบและข้อกำหนดรายละเอียดทางเทคนิคแล้ว ผู้ออกแบบยังต้องประเมินราคาค่าก่อสร้างระบบด้วยโดยค่าออกแบบจะเป็นสัดส่วนของมูลค่างานระบบท่ออีกทีหนึ่ง ซึ่งโดยทั่วไประบบท่อจะมีมูลค่าประมาณ 7-8% ของมูลค่างานก่อสร้างโรงงาน (Nayyar, 2000) ในการประเมินราคาจะต้องมีการรวบรวมว่าต้องใช้วัสดุอะไร จำนวนเท่าใด เรียกว่า Bill of quantity (BOQ) หรือ Bill of Material (BOM) ซึ่งในการทำ BOQ ผู้ออกแบบจะต้องย้อนกลับไปอ่านแบบที่วาดไว้อีกครั้ง เพื่อถอดจำนวนวัสดุอุปกรณ์ที่ใช้ออกจากแบบ โดยตัวอย่างของ BOQ แสดงในตารางที่ 3.2 ทั้งหมดนี้เป็นภาพรวมในเบื้องต้นของการจัดทำแบบงานระบบท่อทางวิศวกรรม ซึ่งรายละเอียดที่ครบถ้วนนักศึกษาจะต้องศึกษาจากการทำงานจริงต่อไป

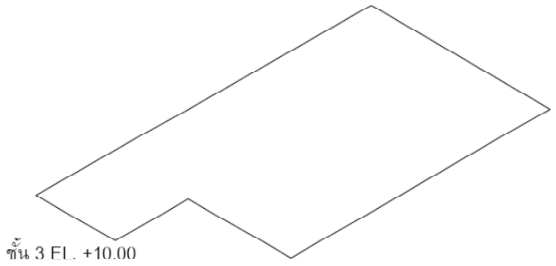
ตารางที่ 3.2 ตัวอย่างของตารางประเมินราคาค่าก่อสร้าง

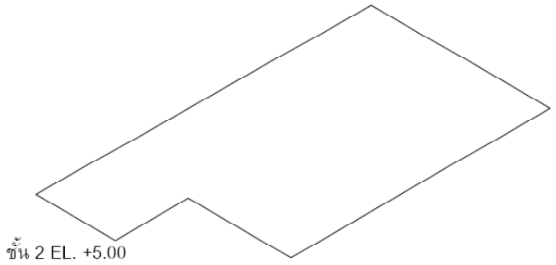
ITEM	DESCRIPTION	QTY.	UNIT	MATERIAL		LABOUR		TOTAL
				U COST	COST	U COST	COST	
1	CW Piping System							
	Pipe				-		-	-
	DIA. 1/2"	363	m	35.00	12,705.00	20.00	7,260.00	19,965.00
	DIA. 3/4"	792	m	48.00	38,016.00	25.00	19,800.00	57,816.00
	DIA. 1"	748	m	70.00	52,360.00	30.00	22,440.00	74,800.00
	DIA. 1 1/4"	71	m	86.00	6,106.00	40.00	2,840.00	8,946.00
	DIA. 1 1/2"	215	m	100.00	21,500.00	50.00	10,750.00	32,250.00
	DIA. 2"	84	m	144.00	12,096.00	60.00	5,040.00	17,136.00
	DIA. 2 1/2"	132	m	180.00	23,760.00	70.00	9,240.00	33,000.00
	DIA. 3"	121	m	240.00	29,040.00	90.00	10,890.00	39,930.00
	DIA. 4"	248	m	340.00	84,320.00	110.00	27,280.00	111,600.00
	DIA. 6"	106	m	540.00	57,240.00	140.00	14,840.00	72,080.00
					-		-	-
	Fitting				-		-	-
	DIA. 1/2"	1	lot	7,623.00	7,623.00	1,452.00	1,452.00	9,075.00
	DIA. 3/4"	1	lot	22,809.60	22,809.60	3,960.00	3,960.00	26,769.60
	DIA. 1"	1	lot	31,416.00	31,416.00	4,488.00	4,488.00	35,904.00
	DIA. 1 1/4"	1	lot	3,663.60	3,663.60	568.00	568.00	4,231.60
	DIA. 1 1/2"	1	lot	12,900.00	12,900.00	2,150.00	2,150.00	15,050.00
	DIA. 2"	1	lot	7,257.60	7,257.60	1,008.00	1,008.00	8,265.60
	DIA. 2 1/2"	1	lot	14,256.00	14,256.00	1,848.00	1,848.00	16,104.00
	DIA. 3"	1	lot	17,424.00	17,424.00	2,178.00	2,178.00	19,602.00
	DIA. 4"	1	lot	50,592.00	50,592.00	5,456.00	5,456.00	56,048.00
	DIA. 6"	1	lot	34,344.00	34,344.00	2,968.00	2,968.00	37,312.00
					-		-	-
	Hanger and Support	1	lot	84,285.75	84,285.75	32,595.00	32,595.00	116,880.75
					-		-	-
	Ball Valves				-		-	-
	DIA. 1/2"	30	pcs.	180.00	5,400.00	100.00	3,000.00	8,400.00
	DIA. 3/4"	10	pcs.	240.00	2,400.00	100.00	1,000.00	3,400.00
	DIA. 1"	12	pcs.	320.00	3,840.00	100.00	1,200.00	5,040.00
	DIA. 1 1/4"	5	pcs.	450.00	2,250.00	150.00	750.00	3,000.00
	DIA. 1 1/2"	10	pcs.	600.00	6,000.00	150.00	1,500.00	7,500.00
	DIA. 2"	14	pcs.	940.00	13,160.00	200.00	2,800.00	15,960.00
	DIA. 2 1/2"	6	pcs.	2,800.00	16,800.00	300.00	1,800.00	18,600.00
	DIA. 3"	4	pcs.	4,600.00	18,400.00	300.00	1,200.00	19,600.00
	DIA. 4"		pcs.		-	400.00	-	-
	DIA. 6"		pcs.		-	600.00	-	-
					-		-	-
	Butterfly Valves				-		-	-
	DIA. 3"		pcs.		-		-	-
	DIA. 4"	2	pcs.	5,500.00	11,000.00	400.00	800.00	11,800.00
	DIA. 6"		pcs.		-		-	-
					-		-	-
	Automatic Air Vent	6	pcs.	2,400.00	14,400.00	100.00	600.00	15,000.00
					-		-	-
	WHR 1 - 11 FU	13	pcs.	3,400.00	44,200.00	100.00	1,300.00	45,500.00
	WHR 12 - 32 FU	9	pcs.	3,800.00	34,200.00	100.00	900.00	35,100.00
	WHR 33 - 60 FU	7	pcs.	4,800.00	33,600.00	100.00	700.00	34,300.00
	WHR 61 - 113 FU	4	pcs.	5,900.00	23,600.00	100.00	400.00	24,000.00
	WHR 114 - 154 FU		pcs.		-		-	-
	WHR 155 - 330 FU		pcs.		-		-	-
					-		-	-
	Accessories	1	lot	33,714.30	33,714.30	100.00	100.00	33,814.30
	SUBTOTAL				886,678.85		207,101.00	1,093,779.85
2	Overhead and Profit				88,667.89		20,710.10	109,377.99
	SUBTOTAL				88,667.89		20,710.10	109,377.99
	VAT							
	TOTAL				975,346.74		227,811.10	1,203,157.84

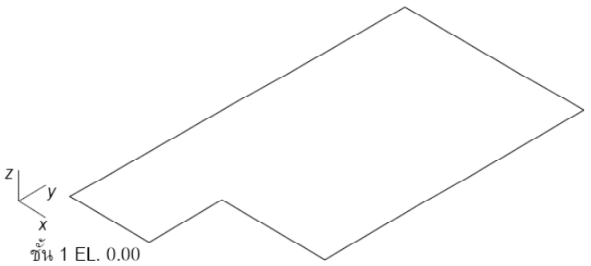
แบบฝึกหัด

จงร่างแบบไอโซเมตริกและเขียนแบบโครงร่างของระบบท่อต่อไปนี้ โดยให้ท่อในแนวราบอยู่ในระดับเดียวกับพื้นของแต่ละชั้น









บทที่ 4 ทฤษฎีของการไหลในท่อ

บทนี้จะทบทวนพื้นฐานทางด้านกลศาสตร์ของไหลในท่อแต่พอสังเขปเพื่อแนะนำสู่การคำนวณความดันสูญเสียในท่อ และ การคำนวณความต้องการเพิ่มความดันในระบบท่อส่งของไหลทั่วไป ส่วนรายละเอียดเฉพาะด้านเช่นการไหลในช่องเปิด รวมทั้งทฤษฎีทางด้านการถ่ายเทความร้อนและเทอร์โมไดนามิกส์ จะกล่าวถึงในบทที่เกี่ยวข้องต่อไป

4.1 คุณสมบัติของของไหลและลักษณะการไหล

คุณสมบัติสำคัญที่ผู้อ่านควรรู้เกี่ยวกับของไหลคือ ความหนาแน่น และ ความหนืด ซึ่งเป็นค่าที่เปลี่ยนแปลงตามอุณหภูมิ และมีผลโดยตรงต่อการไหลในท่อ รายละเอียดอยู่ในภาคผนวก ค โดยหัวข้อนี้ขอยกคุณสมบัติของน้ำที่อุณหภูมิ 20 °C มากล่าวถึงโดยสังเขปคือ

ความหนาแน่น (ρ) ของน้ำมีค่าเท่ากับ 998.2 kg/m^3

ความหนืดสัมบูรณ์ (Absolute or Dynamic viscosity, μ) ของน้ำมีค่าเท่ากับ 1.002 X 10^{-3} N.s/m^2 (ประมาณ 1 centipoise - cP)

ค่าความหนืดเชิงจลน์ (Kinematic viscosity) ของน้ำ $\nu = \mu / \rho$ มีค่าเท่ากับ 1.004 X 10^{-6} m^2/s (ประมาณ 1 centistoke – cSt)

ปริมาณไร้หน่วยที่ใช้อธิบายลักษณะของการไหล คือตัวเลขเรโนลส์ (Reynolds number) โดยตัวเลขเรโนลส์ สำหรับการไหลในท่อสามารถหาได้จากสมการ (4.1) ดังนี้

$$Re = \frac{\rho vD}{\mu} = \frac{vD}{\nu} \tag{4.1}$$

โดยที่ ρ คือความหนาแน่นของของไหล

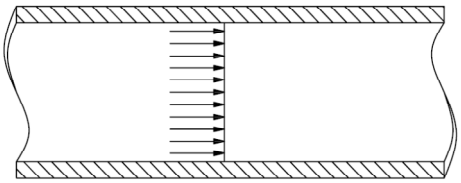
v คือความเร็ว

D คือเส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ

μ คือความหนืดสัมบูรณ์

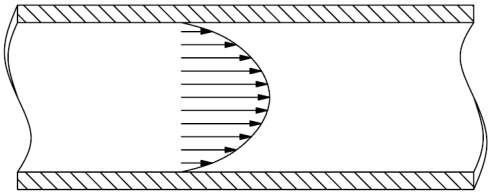
และ ν คือความหนืดเชิงจลน์ศาสตร์

ตัวเลขเรโนลส์บอกถึงสัดส่วนระหว่างอิทธิพลของโมเมนตัมของการไหลต่ออิทธิพลของความหนืด หากของไหลไม่มีความหนืด การไหลในท่อจะมีลักษณะโปรไฟล์ของความเร็วเป็นเส้นตรงดังรูปที่ 4.1



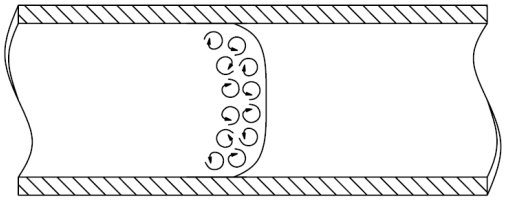
รูปที่ 4.1 การไหลแบบไม่มีความหนืด

ของไหลในความเป็นจริง ซึ่งมีความหนืด เมื่อค่าตัวเลขเรโนลส์ต่ำกว่า 2,300 การไหลจะเป็นการไหลแบบราบเรียบ (Laminar flow) ซึ่งมีอิทธิพลของความหนืดอยู่มาก แรงเสียดทานระหว่างของไหลและผิวท่อจะทำให้ความเร็วของของไหลบริเวณติดกับผิวท่อมีค่าเป็นศูนย์ และความเร็วสูงสุดเกิดขึ้นที่แนวศูนย์กลางของท่อ โปรไฟล์ของความเร็วเป็นรูปพาราโบลา ดังรูปที่ 4.2



รูปที่ 4.2 การไหลแบบราบเรียบ

เมื่อตัวเลขเรโนลส์สูงเกิน 2,300 อิทธิพลของโมเมนตัมจะเริ่มสูงขึ้นทำให้การไหลเริ่มมีความปั่นป่วนเพิ่มขึ้น จนกระทั่งเมื่อตัวเลขเรโนลส์สูงกว่า 10,000 การไหลจะเป็นการไหลแบบปั่นป่วน (Turbulent flow) อย่างสมบูรณ์ซึ่งจะมีอิทธิพลของโมเมนตัมเป็นหลัก และจะมีการหมุนวนเล็กๆ (Eddy) อยู่ในการไหล โปรไฟล์ของความเร็วจะราบเรียบขึ้นดังรูปที่ 4.3



รูปที่ 4.3 การไหลแบบปั่นป่วน

การไหลในท่อส่วนใหญ่ในอาคารและอุตสาหกรรมเป็นการไหลแบบปั่นป่วน ดังแสดงได้จากตัวอย่างของการไหลของน้ำในท่อสเกดูล 40 ขนาดเล็ก เส้นผ่านศูนย์กลางระบุ 15 mm (1/2") ซึ่งจะมีเส้นผ่านศูนย์กลางภายในเท่ากับ 15.8 mm ซึ่งเมื่อศึกษาต่อไปในบทที่ 6 จะพบว่าการออกแบบท่อน้ำจะให้การไหลของน้ำในท่ออยู่ในช่วงความเร็ว 1.2-2.4 m/s โดยหากเป็นท่อเล็กจะออกแบบที่ความเร็วต่ำ ค่าความหนืดจลนศาสตร์ของน้ำมีค่าเท่ากับ 1.004 X 10^{-6} m^2/s คิดเป็นค่าตัวเลขเรโนลส์ได้สูงกว่า 10,000 ซึ่งจัดเป็นการไหลแบบปั่นป่วน

$$Re = \frac{vD}{\nu} = \frac{\left(1.2\text{m/s}\right)\cdot\left(15.8\times10^{-3}\text{m}\right)}{\left(1.004\times10^{-6}\text{m}^2/\text{s}\right)} = 18{,}884$$

4.2 สมการพื้นฐาน

การไหลในท่อเป็นไปตามกฎพื้นฐานสามคือ การสมดุลของมวล การสมดุลของพลังงาน และการสมดุลของโมเมนตัม โดยมีรายละเอียดดังนี้

การสมดุลมวล

การไหลในท่อจากจุดที่ 1 ไปยังจุดที่ 2 จะต้องมีมวลคงที่

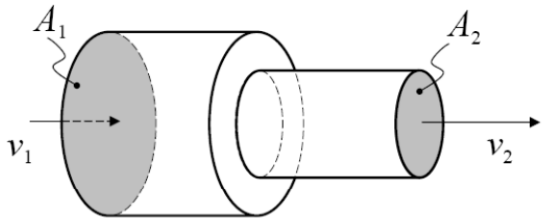
$$\rho_1 Q_1 = \rho_2 Q_2 = \text{ค่าคงที่} \tag{4.2}$$

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

ในกรณีที่เป็นการไหลของของเหลวเช่นน้ำ ความหนาแน่นจะคงที่ อัตราไหลในท่อจึงคงที่ ณ จุดใดๆ ในท่อ ซึ่งหากมีการเปลี่ยนแปลงพื้นที่หน้าตัดของท่อในระหว่างการไหลดังเช่นรูปที่ 4.5 จะได้ว่า

$$A_1 v_1 = A_2 v_2 = Q \tag{4.3}$$

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



รูปที่ 4.5 การไหลในท่อเปลี่ยนขนาด

การสมดุลพลังงาน

พลังงานในการไหลของของไหลในท่อสามารถแทนได้ในหน่วย J/kg หรือ Pa แต่เพื่อสะดวกในการใช้งานจะทำการแทนพลังงานด้วยหน่วยของความยาว (m) โดยการหารด้วยค่าแรงโน้มถ่วงของโลก (บางครั้งเรียกปริมาณนี้ว่า เฮด - Head) ของการไหล ซึ่งเฮดของของไหล ณ จุดใดๆ ประกอบด้วยส่วนประกอบสามส่วนคือ

เฮดจากพลังงานศักย์ในรูปของความสูง z

เฮดจากพลังงานศักย์ในรูปของความดันสถิตย์ $\dfrac{p}{\rho g}$

เฮดพลังงานจลน์ในรูปของความเร็ว $\dfrac{v^2}{2g}$

เฮดของพลังงานรวม (ถ้าใช้ระบุสมรรถนะของปั๊มจะนิยมเรียกว่า Total Dynamic Head - TDH) ณ จุดใดๆในการไหลสามารถเขียนได้เป็น

$$E = z + \frac{p}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} \tag{4.4}$$

ซึ่งในการไหลจากจุดที่ 1 ไปยังจุดที่ 2 พลังงานสามารถเปลี่ยนแปลงไปรูปแบบไปมาได้ เช่น ในการไหลจากที่สูงไปยังที่ต่ำความดันสถิตจะเพิ่มขึ้น หรือในการไหลจากท่อขนาดเล็กไปยังท่อขนาดใหญ่ความเร็วจะลดลงทำให้ความดันเพิ่มขึ้น เป็นต้นโดยหากไม่มีการสูญเสียเกิดขึ้น พลังงานรวมจะคงที่ หรือ $E_1 = E_2$ อย่างไรก็ตามในความเป็นจริงจะมีการสูญเสียพลังงานเกิดขึ้น เนื่องจากแรงเสียดทานระหว่างของเหลวและผิวท่อ และจากการเปลี่ยนแปลงความเร็วในการไหล ดังนั้นสมการสมดุลพลังงานจึงสามารถเขียนได้ดังนี้

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + h_L \qquad (4.5)$$

โดยที่ h_L คือ การสูญเสียซึ่งจะไปหักล้างออกจากพลังงานศักย์ในรูปของความดันสถิตย์ในของไหล (พจน์ $\frac{p}{\rho g}$) ซึ่ง *การสูญเสียนี้จะเกิดขึ้นเมื่อมีการไหลเท่านั้น*

ความดันสัมบูรณ์ และความดันเกจ

ความดันสัมบูรณ์ (Absolute Pressure, P_{abs}) คือความดันจริงที่วัดเทียบกับสุญญากาศ ซึ่งความดันสัมบูรณ์ในบรรยากาศที่ผิวโลก ณ ระดับน้ำทะเลคือ P_{atm} = 101.3 kPa หรือ 1.013 barA หากทำการสมดุลพลังงานจะพบว่าความดันนี้จะทำให้น้ำเคลื่อนขึ้นไปในหลอดสุญญากาศได้สูงประมาณ 10.33 m ดังนี้

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + h_L$$

ที่สภาวะสมดุลไม่มีการไหล แทนค่า z_1 = 0; p_1 = 101.3×10^3 Pa; p_2, v_2, h_L = 0; ρ = 1,000 kg/m^3 และ g = 9.81 m/s^2 จะได้

$$z_2 = \frac{\left(101.3\times10^3\right)}{\left(1000\right)\left(9.81\right)} = 10.33 \text{ m}$$

การวัดด้วยมาตรวัดความดันจะให้ค่าเป็นความดันเมื่อเทียบกับความดันบรรยากาศ หรือที่เรียกว่าความดันเกจ (Guage Pressure, p_{guage}) โดยนิยมเขียนตัว G ต่อท้ายหน่วยวัดเพื่อ

เน้น เช่น barG หรือ psig ซึ่งจะบอกว่าความดันที่วัดได้สูงหรือต่ำกว่าความดันบรรยากาศเท่าใด คือ

$$p_{guage} = p_{abs} - p_{atm} \tag{4.6}$$

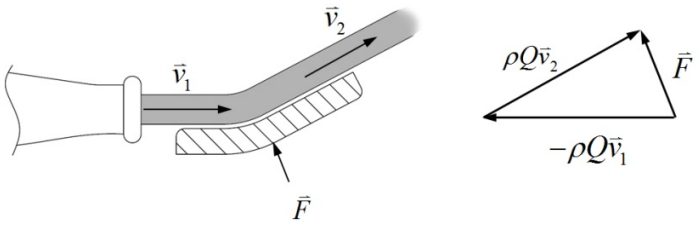
ทั้งนี้เนื่องจากพจน์ของความดันในสมการสมดุลพลังงานมีปรากฏทั้งสองด้านของสมการ ดังนั้นการคำนวณโดยใช้ความดันเกจจึงมีผลเช่นเดียวกับการใช้ความดันสัมบูรณ์ ดังนั้นในการคำนวณการสมดุลพลังงานในของเหลวจึงนิยมใช้ความดันเกจ ซึ่งการคำนวณการไหลของของเหลวต่อจากนี้จะใช้ความดันเกจในการคำนวณทั้งหมด และในหนังสือเล่มนี้หากใช้หน่วยความดันทั่วไปเช่น bar ก็จะหมายถึงความดันเกจ อย่างไรก็ตามการคำนวณใดๆที่เกี่ยวข้องกับเทอร์โมไดนามิกส์เช่นการไหลของอากาศอัดยังจำเป็น ต้องใช้ความดันสัมบูรณ์ โดยจะใช้ตัว A ต่อท้ายหน่วยวัดเช่น barA หรือ psia

การสมดุลโมเมนตัม

ตามกฎของนิวตัน แรงที่กระทำต่อมวลสาร ทำให้เกิดความเร่ง ซึ่งในกรณีของของไหลสามารถเขียนสมการของนิวตันในรูปแบบของการสมดุลโมเมนตัมดังสมการ (4.7)

$$\vec{F} = m\frac{d\vec{v}}{dt} = \rho Q\Delta\vec{v} = \rho Q\left(\vec{v}_2 - \vec{v}_1\right) \tag{4.7}$$

สมการ (4.7) เป็นสมการเวคเตอร์ที่ต้องคิดทิศทางด้วย ตัวอย่างการใช้งานของสมการนี้แสดงในรูปที่ 4.6 ซึ่งเป็นการฉีดน้ำไปยังใบพัดที่ทำมุมเอียงทำให้ลำน้ำเปลี่ยนทิศทาง ทำให้เกิดแรงปฏิกริยาที่ใบพัด ในงานระบบท่อเมื่อของไหลวิ่งผ่านข้องอ หรือสิ่งกีดขวางต่างๆก็จะมีแรงกระทำต่อชิ้นส่วนเหล่านั้น จึงสามารถใช้สมการโมเมนตัมนี้ในการคำนวณแรงกระทำ เพื่อออกแบบจุดยึดท่อได้ ทั้งนี้ตามหลักพลศาสตร์ พบว่าการเปลี่ยนแปลงโมเมนตัม (ขนาด และ/หรือ ทิศทาง) ของอนุภาค และ ของการไหล จะทำให้เกิดการสูญเสียพลังงานเสมอ ซึ่งทำให้ของไหลสูญเสียพลังงานเมื่อไหลผ่านข้อต่อข้องอ หรือวาล์วต่างๆ ดังจะกล่าวในหัวข้อต่อไป



รูปที่ 4.6 โมเมนตัมในของไหล

4.3 การคำนวณความดันสูญเสียในระบบท่อ

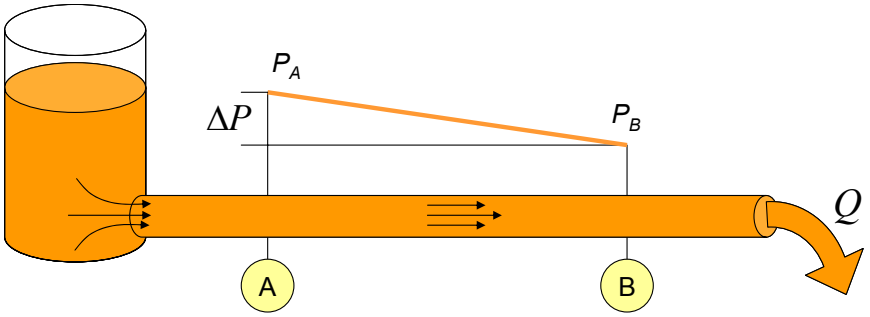
การสูญเสียพลังงานจากการไหลในท่อเกิดจากสองสาเหตุหลักคือ การสูญเสียหลักซึ่งเป็นการสูญเสียพลังงานเนื่องจากแรงเสียดทานระหว่างผิวท่อกับของไหล และ การสูญเสียรองซึ่งเป็นการสูญเสียพลังงานเนื่องจากการเปลี่ยนแปลงโมเมนตัมของการไหล (การเปลี่ยนแปลงขนาดและทิศทางของความเร็ว) ซึ่งการสูญเสียทั้งสองส่วนนี้ทำให้พลังงานในของไหลลดลง โดยจะไปหักล้างส่วนของพลังงานศักย์ในรูปของความดันสถิตย์ในของไหล ความดันสถิตที่ลดลง เขียนในรูปของเฮด (ในหน่วยความสูงของของไหล) ได้เป็น

$$\frac{\Delta p}{\rho g} = h_L = h_f + h_m \tag{4.8}$$

เมื่อ h_f คือการสูญเสียหลักจากแรงเสียดทาน และ h_m คือการสูญเสียรองจากการเปลี่ยนแปลงโมเมนตัม รายละเอียดในการคำนวณการสูญเสียทั้งสองส่วนเป็นดังนี้

การสูญเสียหลัก

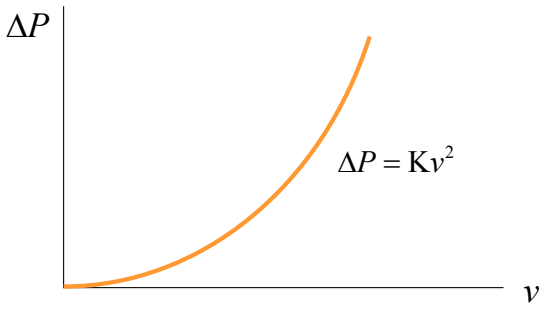
การสูญเสียหลัก(Major loss) เกิดจากแรงเสียดทานระหว่างผิวท่อกับของไหล ซึ่งแรงเสียดทานนี้สัมพันธ์กับความหนืดของของไหล ความเร็วในการไหล และ ความหยาบของผิวท่อ โดยความสูญเสียจะมีอัตราคงที่ต่อความยาวท่อ ดังนั้นในการไหลในท่อตรงจากจุด A ไปยังอีกจุด B ความดันสถิตในของไหลจะลดลงอย่างสม่ำเสมอดังรูปที่ 4.7



รูปที่ 4.7 การสูญเสียความดันในท่อตรง

ของไหลชนิดใดๆที่ไหลในท่อขนาดคงที่ จะเกิดการสูญเสียหลักซึ่งทำให้ความดันสถิตย์ลดลง โดยความดันลดจะแปรผันกับความเร็วในการไหลยกกำลังสองดังรูปที่ 4.8 และสมการ (4.9) โดย k เป็นค่าคงที่ ที่ขึ้นกับความหนืดของของไหล ความหนาแน่นของของไหล และความหยาบของผิวท่อ

$$\Delta p \propto v^2 \text{ หรือ } \Delta p = kv^2 \tag{4.9}$$



รูปที่ 4.8 ความสัมพันธ์ระหว่างความดันสูญเสียและอัตราการไหลในท่อ

จากกฎการสมดุลของมวลจะได้ว่าความเร็วแปรผันกับอัตราการไหลได้เป็น

$$v = \frac{Q}{\left(\frac{\pi D^2}{4}\right)}$$

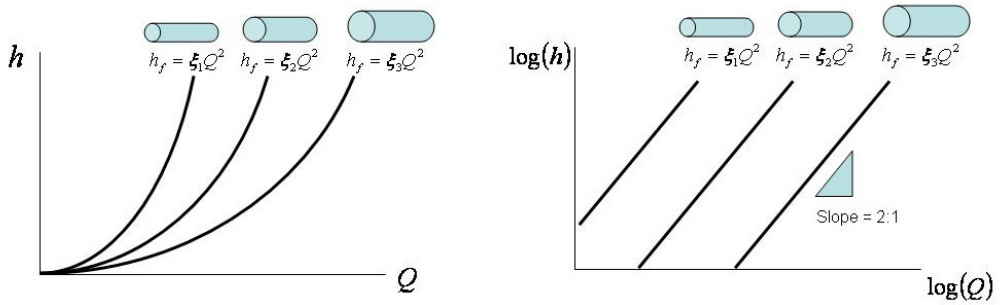
ซึ่งเมื่อแทน v ลงในสมการ (4.9) จะได้ว่า

$$\Delta p \propto Q^2$$

หรือเขียนในรูปของเฮดเป็น

$$\frac{\Delta p}{\rho g} = h_f = \xi Q^2 \tag{4.10}$$

โดยที่ ξ เป็นค่าคงที่ที่ขึ้นอยู่กับ ความหนืดของของไหล ความหยาบของผิวท่อ และ ขนาดของท่อ ความสัมพันธ์ระหว่างการสูญเสียความดันและอัตราการไหลสามารถเขียนได้เป็นดังรูปที่ 4.9(ก) โดยหากใช้ท่อใหญ่ขึ้นความชันของกราฟก็จะลดลง ทั้งนี้หากเขียนบนสเกล log-log จะได้กราฟเส้นตรงที่มีความชันเป็น 2 ดังรูปที่ 4.9(ข)



(ก) สเกลปกติ (ข) สเกลแบบ log-log

รูปที่ 4.9 ความดันสูญเสียและอัตราการไหลในท่อขนาดต่างๆ

สมการที่ใช้ทำนายการสูญเสียหลักได้แม่นยำที่สุดคือ สมการของดาร์ซี่และไวซบัค (Darcy-Weisbach equation) ซึ่งเขียนในรูปของเฮดได้ดังนี้

$$h_f = f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} \tag{4.11}$$

เมื่อ h_f คือความดันสูญเสียวัดเป็นความสูงของของเหลวในหน่วยเมตร
L คือความยาวของท่อ (m)
D คือเส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ (m)
v คือความเร็วในการไหล (m/s)
g คือความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วงของโลก (9.81 m/s^2)

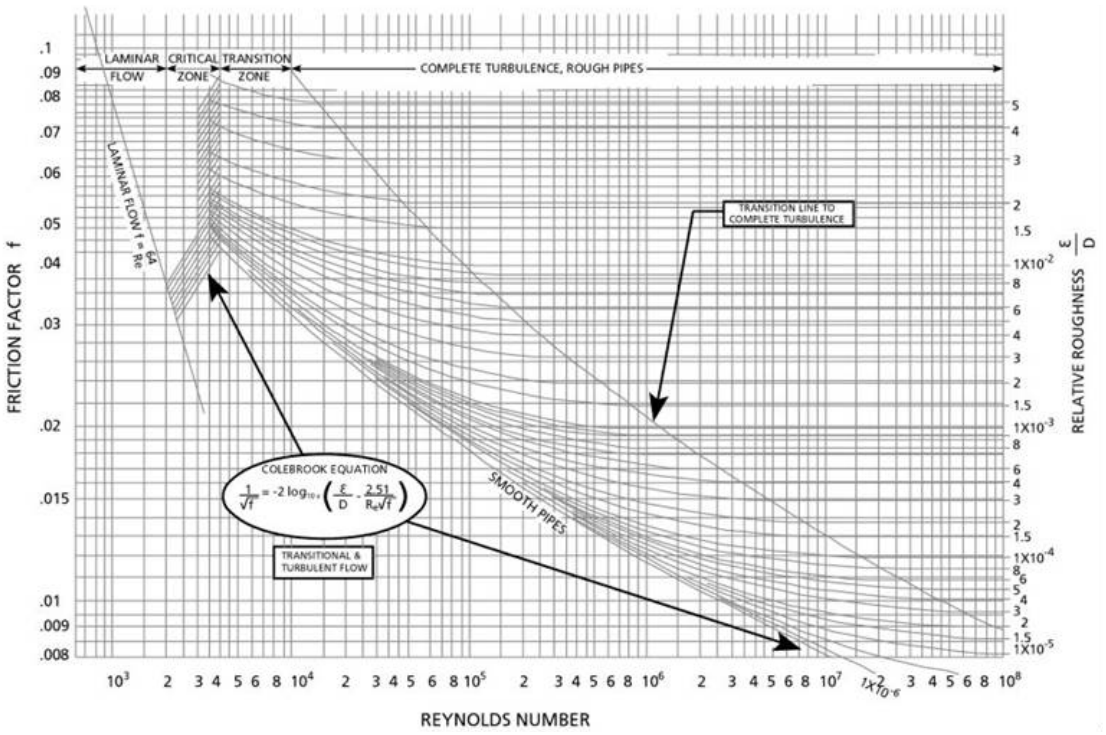
และ f คือค่าตัวประกอบความเสียดทานของท่อ ซึ่งสามารถหาได้จากกราฟของมูดี้ (Moody chart) ในรูปที่ 4.10

จากสมการ (4.11) เมื่อจัดรูปให้สอดคล้องกับสมการ 4.10 จะได้ว่าค่าคงที่ ξ เป็นดังสมการ (4.12)

$$h_f = \xi Q^2 \tag{4.12}$$

โดยที่

$$\xi = \left(\frac{8Lf}{\pi^2 D^5 g} \right)$$



รูปที่ 4.10 กราฟของมูดี้

การใช้งานสมการ (4.12) จำเป็นต้องหาค่า ค่าตัวประกอบความเสียดทานของท่อซึ่งหากการไหลอยู่ในช่วงราบเรียบ สามารถหาค่า f ได้จากสมการ 4.13

$$f = \frac{64}{Re} \qquad \text{สำหรับ Re < 2,300} \tag{4.13}$$

แต่หากการไหลอยู่ในช่วงปั่นป่วนจำเป็นต้องหาค่า f จากกราฟของมูดี้ โดยต้องทราบค่าความหยาบของผิวท่อด้วย ซึ่งค่าความหยาบของผิวท่อบางชนิดเป็นดังตารางที่ 4.1 (คอลัมน์แรก) ทั้งนี้ความหยาบของท่อจะเพิ่มขึ้นตามอายุการใช้งานด้วย

การหาค่า f จากกราฟของมูดี้อาจไม่สะดวกในการคำนวณ Swamee (1976) ได้เสนอสมการเพื่อประมาณค่าจากกราฟของมูดี้ได้อย่างใกล้เคียงดังสมการ 4.14

$$f = \frac{0.25}{\left[\log_{10}\left(\frac{\varepsilon / D}{3.7} + \frac{5.74}{Re^{0.9}}\right)\right]^2} \qquad \text{สำหรับ Re > 10,000} \tag{4.14}$$

เมื่อ ε คือความหยาบของท่อ

และ D คือเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อ

ตารางที่ 4.1 ความหยาบของท่อสำหรับใช้ทำนายความดันตก

ชนิดท่อ	ความหยาบ ε (mm)	สัมประสิทธิ์ความหยาบ C
ท่อทองแดง ทองเหลือง และ อลูมินัม	0.001 - 0.002	130-150
ท่อพีวีซี และพลาสติก	0.0015 - 0.007	140-150
ท่อสเตนเลส	0.015	150
ท่อเหล็กทั่วไป	0.045 - 0.09	120
ท่อเล็กหล่อ	0.25 - 0.8	100

ดังที่กล่าวไปแล้วว่าการไหลในท่อในอาคารและอุตสาหกรรมส่วนใหญ่เป็นการไหลแบบปั่นป่วน ดังนั้นหากนำสมการ (4.11) และ (4.14) มาเขียนเป็นกราฟระหว่างความดันตกต่อความยาว

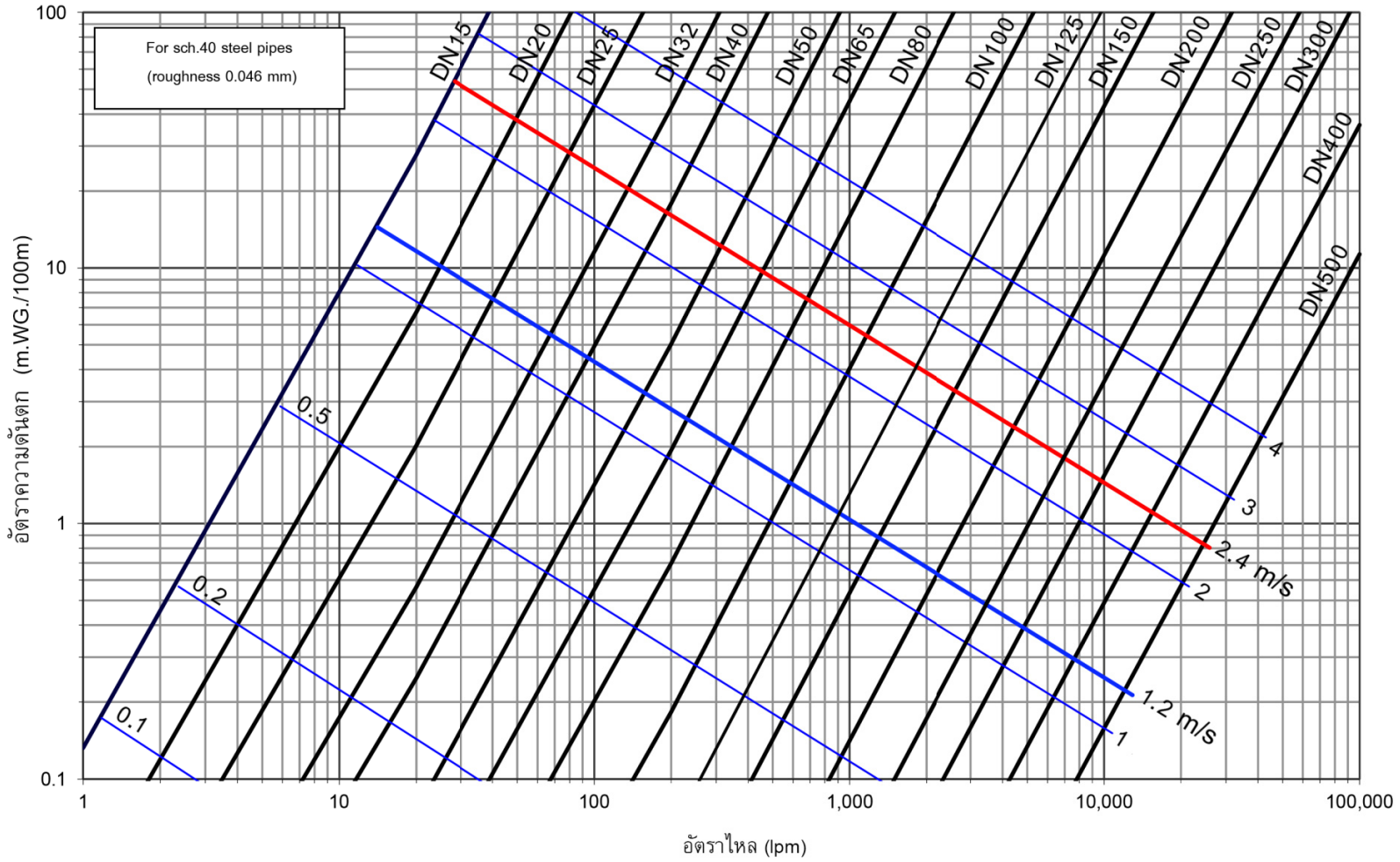
ท่อ 100 เมตรและอัตราการไหล ในท่อขนาดต่างๆ จะได้กราฟความดันตกดังรูปที่ 4.11 ซึ่งใช้ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อเหล็กดำ สเกดูล 40 ที่ความหยาบ 0.046 mm. โดยคิดความหนืดเชิงจลนศาสตร์ของน้ำที่ 10^{-6} m^2/s (20 $^{\circ}C$) และเขียนบนสเกลแบบ log-log ทั้งนี้ที่อุณหภูมิอื่นๆ ความหนืดของน้ำจะเปลี่ยนแปลงไปทำให้ความดันตกเปลี่ยนไปด้วย โดยความดันตกจะเพิ่มขึ้นประมาณ 5% ที่อุณหภูมิน้ำ 5 $^{\circ}C$ และ ลดลงประมาณ 3% ที่อุณหภูมิน้ำ 30 $^{\circ}C$ จนถึง 10% ที่อุณหภูมิ 100 $^{\circ}C$

นอกจากสมการของดาร์ซี่และไวซบัค ที่ใช้ทำนายความดันสูญเสียในท่อตรงแล้ว ยังมีสมการที่อยู่ในรูปแบบที่ง่ายต่อการคำนวณ คือสมการของฮาเซนและวิลเลียม (Hazen-William equation) ซึ่งเป็นสมการเชิงปริมาณที่ได้มาจากการประมาณซึ่งใช้ได้เฉพาะกับที่***น้ำที่อุณหภูมิห้องเท่านั้น*** รูปแบบของสมการคือ

$$h_f = \left(\frac{L}{1{,}000}\right)\left(\frac{151Q}{CD^{2.63}}\right)^{1.85} \tag{4.15}$$

เมื่อ h_f คือความดันสูญเสียในท่อ (m)
L คือความยาวท่อในหน่วย (m)
C คือค่าสัมประสิทธิของผิวท่อ
Q คืออัตราการไหล (m^3/s)
D คือเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อ (m)

ค่า C เมื่อเปรียบเทียบกับค่า ε ในกราฟของมูดี้ จะเป็นตามตารางที่ 4.1 ทั้งนี้พบว่าสมการของฮาเซนและวิลเลียมให้ค่าความดันสูญเสียใกล้เคียงสมการของดาร์ซี่ฯ (ต่างกันไม่เกิน 5%) สำหรับท่อขนาด DN25-DN150 ในช่วงอัตราไหลที่เหมาะสม แต่จะให้ค่าความดันสูญเสียที่ต่ำกว่าสมการของดาร์ซี่ฯลงเรื่อยๆเมื่อท่อมีขนาดเล็กกว่า DN25 และให้ค่าที่สูงกว่าสมการของดาร์ซี่ฯมากขึ้นเรื่อยๆเมื่อท่อมีขนาดใหญ่กว่า DN150 ซึ่งการคำนวณความดันตกในวิชานี้จะใช้สมการของดาร์ซี่และไวซบัคเป็นหลัก



รูปที่ 4.11 ความสัมพันธ์ระหว่างความดันตกในท่อเหล็กดำสเกดูล 40 และอัตราการไหลของน้ำ
(คำนวณจากสมการของดาร์ซี่และไวซบัค)

การสูญเสียรอง

การสูญเสียรอง(Minor loss) เกิดจากการเปลี่ยนแปลงโมเมนตัมของการไหลเมื่อของไหลไหลผ่านข้อต่อ ข้องอ และวาล์ว ซึ่งสามารถเขียนได้ในรูปของสมการ (4.16)

$$h_m = K\frac{v^2}{2g} \tag{4.16}$$

โดยค่า K ในข้อต่อแบบต่างๆแสดงในตารางที่ 4.2 และค่า K สำหรับวาล์วแบบต่างๆขณะเปิดเต็มที่แสดงในตารางที่ 4.3

ในกรณีที่ทราบค่า K_v หรือ C_v ของวาล์ว สามารถเปลี่ยนเป็นสัมประสิทธิ์ K ได้ตามสมการ (4.17) ดังนี้

$$K = 4.527 \times 10^{7}\frac{D^4}{K_v^2} \tag{4.17}$$

เมื่อ D คือเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน (m.)

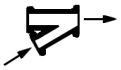
เนื่องจากการออกแบบส่วนใหญ่คำนึงถึงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลและความดัน สมการ (4.16) สามารถเขียนให้อยู่ในรูปของสมการ (4.10) ได้คือ

$$h_m = \xi Q^2$$

เมื่อ

$$\xi = \frac{8K}{\pi^2 D^4 g} \tag{4.18}$$

ตารางที่ 4.2 ค่า K ในข้อต่อ

ข้อต่อ		K
ข้องอฉาก		0.25
ข้องอฉากรัศมีใหญ่		0.18
ข้องอ 45 องศา		0.18
ข้อต่อสามทาง (ไหลตรง)		0.30
ข้อต่อสามทาง (ท่อกิ่ง)		0.75
ข้อต่อตัววาย		0.50
ทางเข้า		
-ปากแตร		0.05
-ขอบมน		0.25
-ขอบเหลี่ยม		0.50
-ท่อยื่น		0.80
ทางออก		1.00

หมายเหตุ

- ให้เพิ่มค่า K สำหรับท่อที่เล็กกว่า 300 มม. โดย 5% ทุกๆ 25 มม. ที่ขนาดลดลง
- ค่าในตารางเป็นค่าประมาณ อาจคลาดเคลื่อนได้มากกว่า -20% ถึง 30%

ตารางที่ 4.3 ค่า K ในวาล์วขณะเปิดเต็มที่

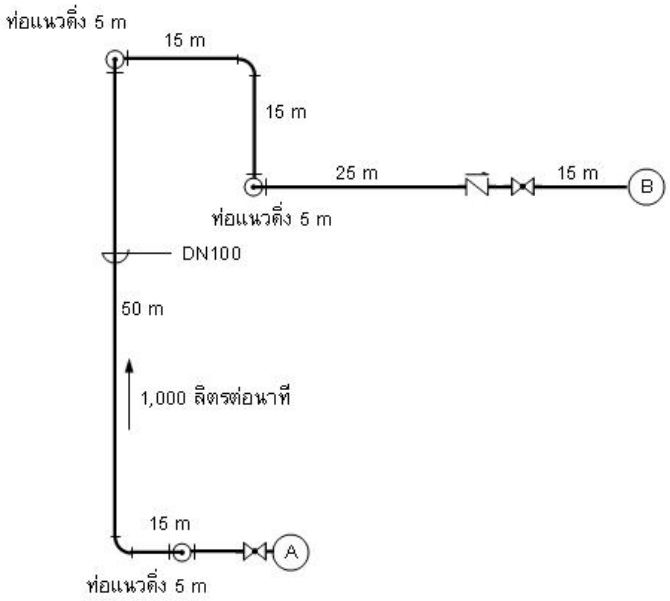
วาล์ว	K
บอลวาล์ว	0.04
วาล์วปีกผีเสื้อ	0.16 – 0.35
โกล้บวาล์ว	4.0 – 6.0
โกล้บวาล์วหักมุม (Angle valve)	1.8-2.9
เกทวาล์ว	0.1 – 0.3
เช็ควาล์วแบบสวิง	0.6 – 2.2

หมายเหตุ

- สำหรับวาล์วขนาด 300 มม. ที่ความเร็วของไหลประมาณ 2 m/s วาล์วขนาดเล็กลงจะมีค่า K สูงขึ้น
- ค่าในตารางเป็นค่าประมาณ อาจคลาดเคลื่อนได้มากกว่า -20% ถึง 50%

ตัวอย่าง 4.1 การคำนวณความดันสูญเสียในท่อ

จงคำนวณความดันสูญเสียในระบบท่อเหล็กดำ สเกดูล 40 ขนาด DN100 ส่งน้ำที่อุณหภูมิ 27°C (ความหนืดเชิงจลนศาสตร์ $0.862X10^{-6}$ m^2/s) ด้วยอัตรา 1,000 lpm จากจุด A ไปยังจุด B ตามรูป โดยท่ออยู่ในแนวราบและแนวดิ่งและคิดที่โกล้บวาล์วทั้งสองเปิด 100% (ใช้ค่า K = 4 สำหรับโกล้บวาล์ว)



วิธีทำ

การสูญเสียหลักในท่อ DN100 สามารถคำนวณได้ดังนี้

จากตาราง ข.1 ท่อ DN100 สเกดูล 40 มีเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน D = 102.26 mm

พื้นที่หน้าตัด $A = \dfrac{\pi D^2}{4} = \dfrac{\pi\left(102.26\times10^{-3}\right)^2}{4} = 8.213\times10^{-3}\ \text{m}^2$

อัตราการไหล $Q = 1{,}000$ lpm $= 0.0167\ \text{m}^3/\text{s}$

$$v = \frac{Q}{A} = \frac{\left(0.0167\right)}{\left(8.213\times10^{-3}\right)} = 2.029\ \text{m/s}$$

$$Re = \frac{vD}{\nu} = \frac{\left(2.029\right)\left(102.26\times10^{-3}\right)}{\left(0.862\times10^{-6}\right)} = 240{,}700$$

$$f = \frac{0.25}{\left[\log_{10}\left(\dfrac{\varepsilon/D}{3.7} + \dfrac{5.74}{Re^{0.9}}\right)\right]^2} = \frac{0.25}{\left[\log_{10}\left(\dfrac{\left(0.046\right)/\left(102.26\right)}{3.7} + \dfrac{5.74}{\left(240{,}700\right)^{0.9}}\right)\right]^2} = .0184$$

$$\xi = \frac{8Lf}{\pi^2 D^5 g} = \frac{8\left(100\right)\left(0.0184\right)}{\pi^2\left(102.26\times10^{-3}\right)^5\left(9.81\right)} = 13{,}605$$

(คิดต่อความยาวท่อ 100 เมตร)

$$h_f = \xi Q^2 = \left(13{,}605\right)\left(0.0167\right)^2 = 3.78\ \text{m/100m}$$

หมายเหตุ การคำนวณทั้งหมดข้างต้นจะให้ผลใกล้เคียงกับการอ่านค่าจากรูปที่ 4.11 โดยค่าที่คำนวณได้จะต่ำกว่าค่าจากรูปประมาณ 3% เนื่องจากอุณหภูมิของน้ำสูงกว่าทำให้ความหนืดลดลง

การสูญเสียที่ข้องอฉาก มีค่า K = 0.25 แต่ตารางให้เพิ่มค่า K 5% ทุกๆ 25 mm ที่เล็กกว่า 300 mm ท่อ DN100 ต้องเพิ่มค่า K อีก 40%

K = 0.25X1.4 = 0.35

$$\xi = \frac{8K}{\pi^2 D^4 g} = \frac{8 \cdot \left(0.35\right)}{\pi^2 \left(102.26 \times 10^{-3}\right)^4 \cdot \left(9.81\right)} = 264.46$$

$$h_m = \xi Q^2 = 264.46 \cdot \left(0.0167\right)^2 = 0.074 \text{ m/ชิ้น}$$

การสูญเสียที่โกล้บวาล์ว มีค่า K = 4 ดังนั้นการสูญเสียที่วาล์วมีค่าเท่ากับ

$$\xi = \frac{8K}{\pi^2 D^4 g} = \frac{8 \cdot \left(4\right)}{\pi^2 \left(102.26 \times 10^{-3}\right)^4 \cdot \left(9.81\right)} = 3,022$$

$$h_m = \xi Q^2 = 3,022 \cdot \left(0.0167\right)^2 = 0.846 \text{ m/ตัว}$$

การสูญเสียที่วาล์วกันย้อน มีค่า K = 2

$$\xi = \frac{8K}{\pi^2 D^4 g} = \frac{8 \cdot \left(2\right)}{\pi^2 \left(102.26 \times 10^{-3}\right)^4 \cdot \left(9.81\right)} = 1,511$$

$$h_m = \xi Q^2 = 1,511 \cdot \left(0.0167\right)^2 = 0.423 \text{ m/ตัว}$$

นำข้อมูลทั้งหมดมาสร้างตารางแจกแจงส่วนประกอบของท่อจากจุด A ไปยังจุด B ได้ดังนี้

ส่วนประกอบ	ขนาด	จำนวน/ความยาว	ความดันสูญเสียต่อหน่วย	ความดันสูญเสีย (เมตรน้ำ)
การสูญเสียหลัก				
ท่อตรง	DN100	150 เมตร	3.78 m/100m	5.67
การสูญเสียรอง				
ข้องอฉาก	DN100	8 ชิ้น	0.074 m/ชิ้น	0.59
โกล้บวาล์ว	DN100	2 ชิ้น	0.846 m/ชิ้น	1.69
วาล์วกันย้อน	DN100	1 ชิ้น	0.423 m/ชิ้น	0.42
รวมการสูญเสียรอง				2.71
รวมการสูญเสียทั้งหมด				8.38

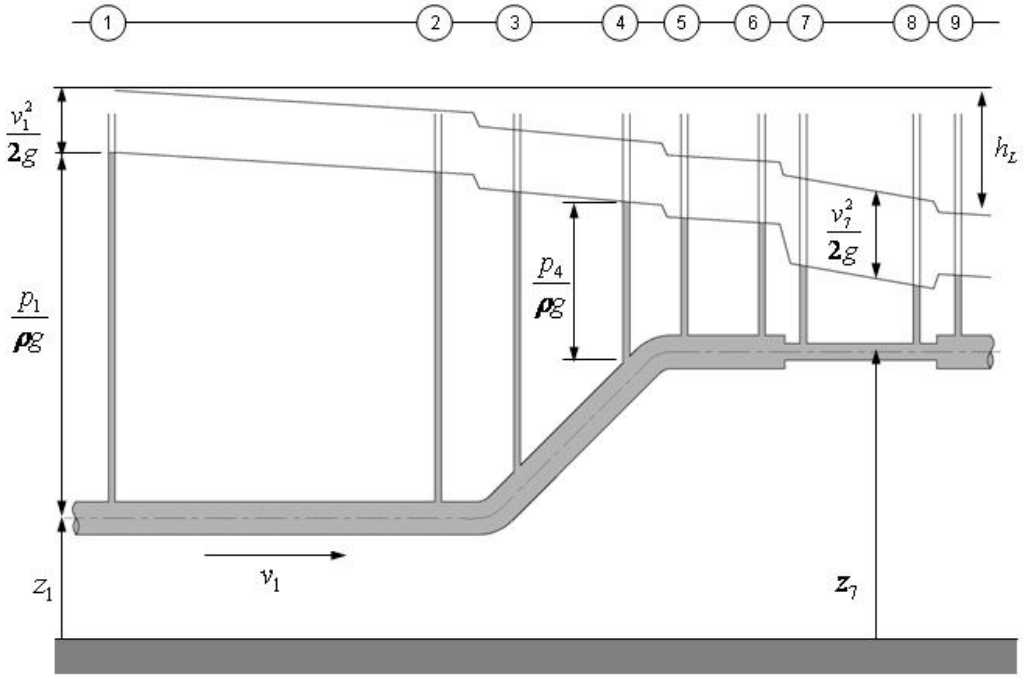
รวมการสูญเสียทั้งหมด 8.38 เมตรน้ำ ตอบ

ข้อสังเกตุ

จากการสูญเสียรองทั้งหมดคือ 2.71 m เมื่อเทียบกับการสูญเสียหลักคือ 5.67 m คิดเป็นสัดส่วน 48% ซึ่งในการออกแบบท่อจริงส่วนใหญ่แล้วผู้ออกแบบไม่สามารถรู้ได้อย่างแน่นอนว่าจะมีข้อต่อ-ข้องอกี่ชิ้นเนื่องจากในการติดตั้งจะมีสิ่งกีดขวางจากโครงสร้างและงานระบบอื่นๆที่อาจไม่ปรากฏในขั้นตอนการออกแบบ ในทางปฏิบัติจึงประเมินความดันสูญเสียหลักในท่อโดยคำนวณจากความยาวท่อที่วัดได้ แล้วเผื่อความยาวเพิ่มอีกประมาณ 25-50%

เส้นระดับพลังงาน

เส้นระดับพลังงาน (Energy grade line) คือเส้นกราฟแสดง เฮดของพลังงานรวม (ตามสมการ 4.4) ตามเส้นทางของการไหลในท่อ (มักใช้เส้นทางตามแนวราบ) รูปที่ 4.12 แสดงเส้นระดับพลังงานรวมที่ค่อยๆลดลงตามเส้นทางการไหลเนื่องจากแรงเสียดทานในท่อ การเปลี่ยนขนาดท่อ และ การโค้งงอของท่อ ความดันที่จุดที่ 1 ที่สูงกว่าบรรยากาศจะทำให้ระดับน้ำในท่อวัดความดันสูงขึ้น ซึ่งความสูงนี้คือเฮดของความดันเกจที่จุดที่ 1 (h_1) เส้นกราฟที่อยู่ต่ำลงมาคือเส้นระดับความดันไฮดรอลิก (Hydraulic grade line) ซึ่งเป็นกราฟของผลรวมของเฮดจากความดันสถิต และเฮดจากความสูง โดยไม่รวมเฮดเนื่องจากความเร็ว



รูปที่ 4.12 เส้นระดับพลังงานและเส้นระดับความดันไฮดรอลิก

สาเหตุของการเปลี่ยนแปลงเฮดในรูปที่ 4.12 อธิบายได้ดังนี้

จุดที่ 1 – 2 ความสูญเสียหลักทำให้ระดับพลังงานรวมลดลงอย่างสม่ำเสมอตามระยะทาง โดยส่วนประกอบที่มีค่าลดลงคือเฮดของความดันสถิตเท่านั้น

จุดที่ 2 – 3 ความสูญเสียรองที่ข้องอทำให้ระดับพลังงานรวมลดลงอย่างฉับพลัน โดยส่วนประกอบที่มีค่าลดลงคือเฮดของความดันสถิตเท่านั้น

จุดที่ 3 – 4 ความสูญเสียหลักระดับความสูงที่เพิ่มขึ้นทำให้ความดันสถิตในของไหลลดลง

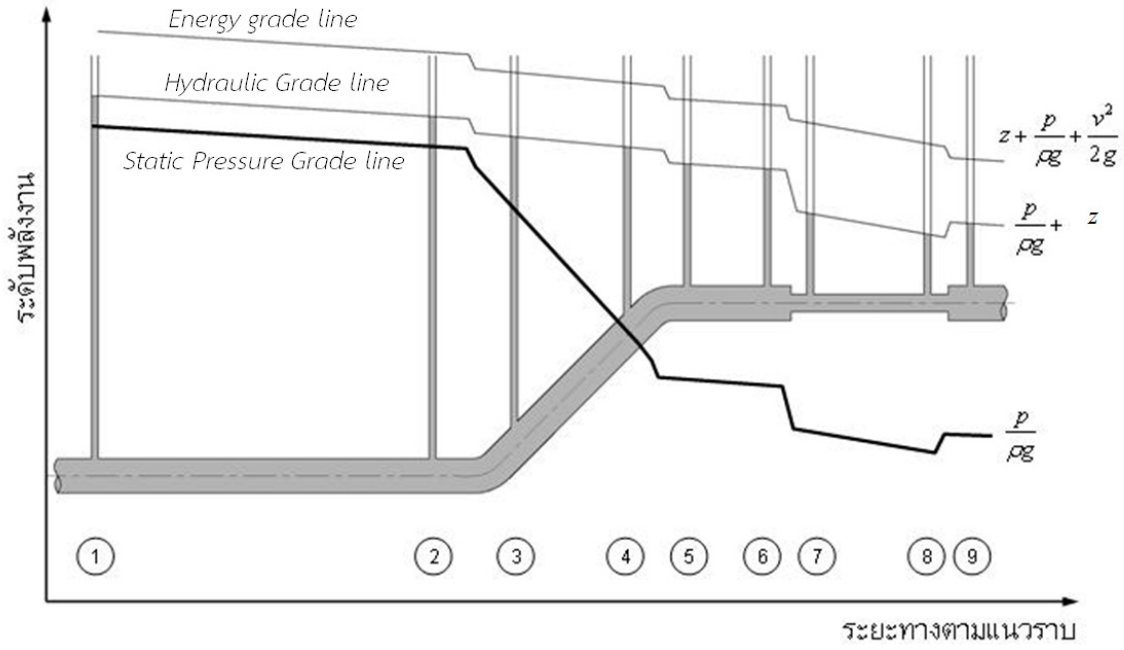
จุดที่ 4 – 5 ความสูญเสียรองที่ข้องอทำให้ระดับพลังงานรวมลดลงอย่างฉับพลัน โดยส่วนประกอบที่มีค่าลดลงคือเฮดของความดันสถิตเท่านั้น

จุดที่ 5 – 6 ความสูญเสียหลักทำให้ระดับพลังงานรวมลดลงอย่างสม่ำเสมอตามระยะทาง โดยส่วนประกอบที่มีค่าลดลงคือเฮดของความดันสถิตเท่านั้น

จุดที่ 6 – 7 ความสูญเสียรองจากการลดขนาดท่ออย่างฉับพลันกอรปกับความเร็วที่เพิ่มขึ้นทำให้ความดันสถิตลดลงอย่างมาก เส้นระดับพลังงานจะแตกต่างจากเส้นระดับความดันไฮดรอลิก มากขึ้น เนื่องจากเฮดของความเร็วมีค่าสูงขึ้น

จุดที่ 7 – 8 ความสูญเสียหลักทำให้ระดับพลังงานรวมลดลงอย่างสม่ำเสมอตามระยะทาง ด้วยอัตราที่มากกว่าช่วงอื่นเพราะความเร็วในการไหลมีมากขึ้น โดยส่วนประกอบที่มีค่าลดลงคือเฮดของความดันสถิตเท่านั้น

จุดที่ 8 – 9 ความสูญเสียรองจากการลดขนาดท่ออย่างฉับพลันทำให้ระดับพลังงานรวมลดลง แต่ความเร็วที่ลดลงมีผลลัพธ์ให้ความดันสถิตเพิ่มขึ้นเล็กน้อย เส้นระดับพลังงานจะแตกต่างจากเส้นระดับความดันไฮดรอลิกน้อยลง เนื่องจากเฮดของความเร็วมีค่าต่ำลง

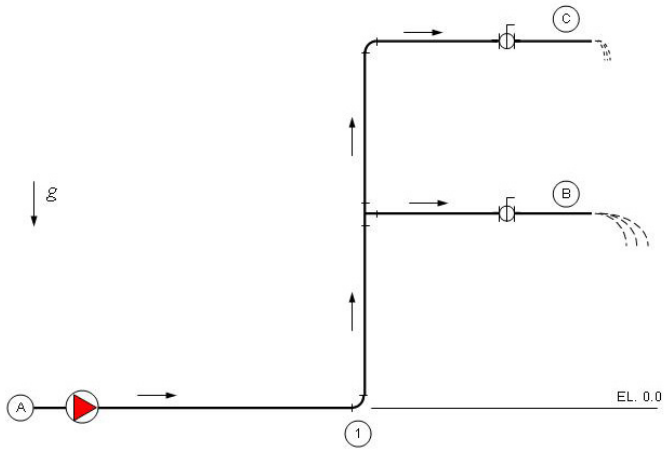


รูปที่ 4.13 ระดับพลังงาน ระดับความดันไฮดรอลิก และระดับความดันสถิต

นอกจากเส้นระดับพลังงานและเส้นระดับความดันไฮดรอลิกแล้ว กราฟอีกเส้นที่สำคัญคือเส้นระดับความดันสถิต (Static pressure grade line) ซึ่งเป็นการเขียนเส้นระดับเฉพาะของพจน์ $\frac{p}{\rho g}$ หรือความสูงของน้ำในหลอดมาโนมิเตอร์เท่านั้น เส้นนี้จะช่วยให้สามารถวิเคราะห์ทำความเข้าใจกับระบบท่อที่ซับซ้อนได้ ในเบื้องต้นผู้อ่านสามารถทดลองลากเส้นระดับความดันสถิตของระบบท่อในรูปที่ 4.13 จะได้เส้นระดับความดันสถิตเป็นเส้นล่างสุดในรูปที่ 4.13 ซึ่งโดยทั่วไปแล้วความดันจะลดลงเรื่อยๆตามเส้นทางการไหล แต่ก็มีบางกรณีที่ความดันอาจเพิ่มขึ้นได้แก่ กรณีของการขยายช่องทางการไหล หรือการไหลผ่านข้อแยกแบบไม่ลดขนาด ซึ่งความเร็วที่ลดลงจะเปลี่ยนเป็นความดันสถิตที่เพิ่มขึ้น (Static pressure regain) ซึ่งอาจมีค่าสูงกว่าความสูญเสียรองเนื่องจากข้อต่อขยายดังแสดงในช่วงจากจุด 8 ถึง 9 ของรูปที่ 4.13

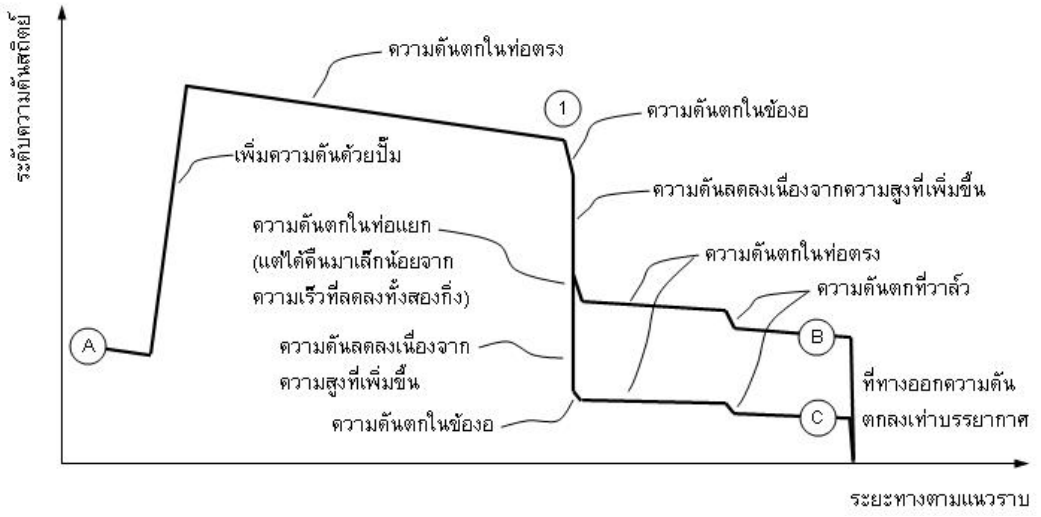
ตัวอย่าง 4.2

จงร่างเส้นระดับความดันสถิตย์สำหรับการไหลในท่อตามรูปด้านล่าง และเขียนคำอธิบาย สมมุติท่อทั้งหมดมีขนาดเท่ากันและวาล์วทุกตัวเปิดเต็มที่ และจุด A มีความดันสถิตย์สูงพอที่จะส่งของเหลวไปถึงจุด C ได้



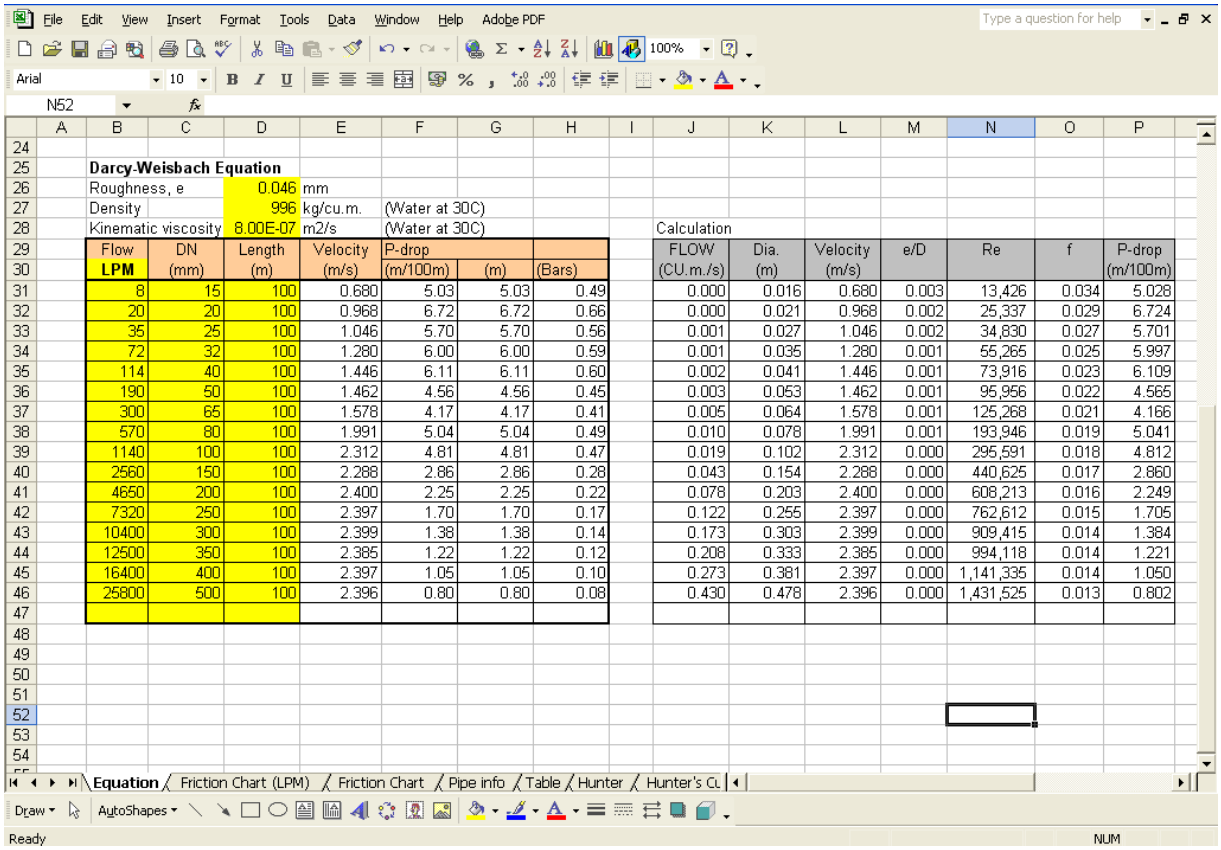
วิธีทำ

ในช่วงแรกน้ำไหลในท่อเดียว หลังจากนั้นจะแยกเป็นสองเส้นทางไปยังจุด B และจุด C จากนั้นเมื่อน้ำไหลออกที่ปลายทางจะมีความดันเท่ากับความดันบรรยากาศซึ่งเส้นระดับความดันสถิตจะมาบรรจบกันอีกครั้ง เขียนเป็นเส้นระดับความดันสถิตย์ได้ดังนี้



ตารางเอกเซลสำหรับคำนวณความดันสูญเสียในท่อ

แม้ว่าขั้นตอนการคำนวณที่ซับซ้อนในการคำนวณความสูญเสียหลัก สามารถทดแทนด้วยการอ่านค่าจากรูปที่ 4.11 แต่หากเปลี่ยนชนิดของไหลเป็นอย่างอื่นที่ไม่ใช่น้ำ หรือเปลี่ยนความหยาบของท่อไปจาก 0.046 mm ก็ไม่สามรถใช้รูปที่ 4.11 ได้ ดังนั้นการใช้คอมพิวเตอร์ช่วยในการคำนวณจึงน่าจะเป็นทางออกที่เหมาะสม โปรแกรมช่วยคำนวณที่ใช้งานง่ายและ มีแพร่หลายทั่วไปคือโปรแกรม Excel ซึ่งเมื่อเขียนสมการสำหรับคำนวณความสูญเสียหลักและใส่ข้อมูลขนาดมาตรฐานของท่อ ลงในโปรแกรม ก็จะสามารถคำนวณหาความสูญเสียหลักได้อย่างง่ายดาย ขอให้ผู้อ่านศึกษาจากไฟล์ pipe.xlsx ที่สามารถดาวโหลดได้จาก www.dulyachot.me.engr.tu.ac.th โดยตัวอย่างหน้าจอเป็นตามรูปที่ 4.14



Darcy-Weisbach Equation

Roughness, e	0.046	mm
Density	996	kg/cu.m. (Water at 30C)
Kinematic viscosity	8.00E-07	m2/s (Water at 30C)

Flow LPM	DN (mm)	Length (m)	Velocity (m/s)	P-drop (m/100m)	P-drop (m)	P-drop (Bars)
8	15	100	0.680	5.03	5.03	0.49
20	20	100	0.968	6.72	6.72	0.66
35	25	100	1.046	5.70	5.70	0.56
72	32	100	1.280	6.00	6.00	0.59
114	40	100	1.446	6.11	6.11	0.60
190	50	100	1.462	4.56	4.56	0.45
300	65	100	1.578	4.17	4.17	0.41
570	80	100	1.991	5.04	5.04	0.49
1140	100	100	2.312	4.81	4.81	0.47
2560	150	100	2.288	2.86	2.86	0.28
4650	200	100	2.400	2.25	2.25	0.22
7320	250	100	2.397	1.70	1.70	0.17
10400	300	100	2.399	1.38	1.38	0.14
12500	350	100	2.385	1.22	1.22	0.12
16400	400	100	2.397	1.05	1.05	0.10
25800	500	100	2.396	0.80	0.80	0.08

Calculation

FLOW (CU.m./s)	Dia. (m)	Velocity (m/s)	e/D	Re	f	P-drop (m/100m)
0.000	0.016	0.680	0.003	13,426	0.034	5.028
0.000	0.021	0.968	0.002	25,337	0.029	6.724
0.001	0.027	1.046	0.002	34,830	0.027	5.701
0.001	0.035	1.280	0.001	55,265	0.025	5.997
0.002	0.041	1.446	0.001	73,916	0.023	6.109
0.003	0.053	1.462	0.001	95,956	0.022	4.565
0.005	0.064	1.578	0.001	125,268	0.021	4.166
0.010	0.078	1.991	0.001	193,946	0.019	5.041
0.019	0.102	2.312	0.000	295,591	0.018	4.812
0.043	0.154	2.288	0.000	440,625	0.017	2.860
0.078	0.203	2.400	0.000	608,213	0.016	2.249
0.122	0.255	2.397	0.000	762,612	0.015	1.705
0.173	0.303	2.399	0.000	909,415	0.014	1.384
0.208	0.333	2.385	0.000	994,118	0.014	1.221
0.273	0.381	2.397	0.000	1,141,335	0.014	1.050
0.430	0.478	2.396	0.000	1,431,525	0.013	0.802

รูปที่ 4.14 ตัวอย่างตารางเอกเซลสำหรับคำนวณความดันสูญเสียในท่อ

ผลของความหนืดต่อความดันสูญเสีย

ในการคำนวณความดันสูญเสียในการไหลในท่อด้วยสมการของดาร์ซี่และไวซบัค (สมการ 4.11) และ คำนวณความดันสูญเสียในวาล์วและข้อต่อ (สมการ 4.16) ในรูปของเฮด h ค่าที่ได้จะมีหน่วยเป็นเมตรของของเหลวที่ไหล โดยค่าตัวประกอบความเสียดทาน f เป็นฟังก์ชั่นของความหนืดและความหนาแน่นของของไหลด้วย (ดังสมการ 4.14) ดังนั้นในการคำนวณความดันสูญเสียในระบบที่ขนส่งของไหลที่ความหนืดต่างๆกัน ความดันสูญเสียในหน่วยบาร์ก็จะแตกต่างกันออกไป ดังตัวอย่างต่อไปนี้

ตัวอย่าง 4.3

จงแสดงการเปรียบเทียบความดันสูญเสียของการไหลของของไหลต่อไปนี้ ด้วยอัตราไหล 1000 lpm ในท่อเหล็กดำ ขนาด DN100 Sch.40 เดินเป็นเส้นตรงในแนวราบ เป็นระยะทาง 100 เมตร

ของไหล	ความหนาแน่น (kg/m^3)	ความหนืดเชิงจลน์ ($x10^{-6}$ m^2/s)
อากาศ ที่ 30°C	1.205	15
แอมโมเนีย ที่ -18 °C	662	0.3
น้ำ ที่ 30 °C	996	0.8
น้ำมันดิบ 32.6 API ที่ 54.4 °C	840	3.8
Ethylene Glycol ที่ 21°C	1125	18
Propylene Glycol ที่ 21°C	1038	52
Glycerene ที่ 37°C	1260	648

วิธีทำ

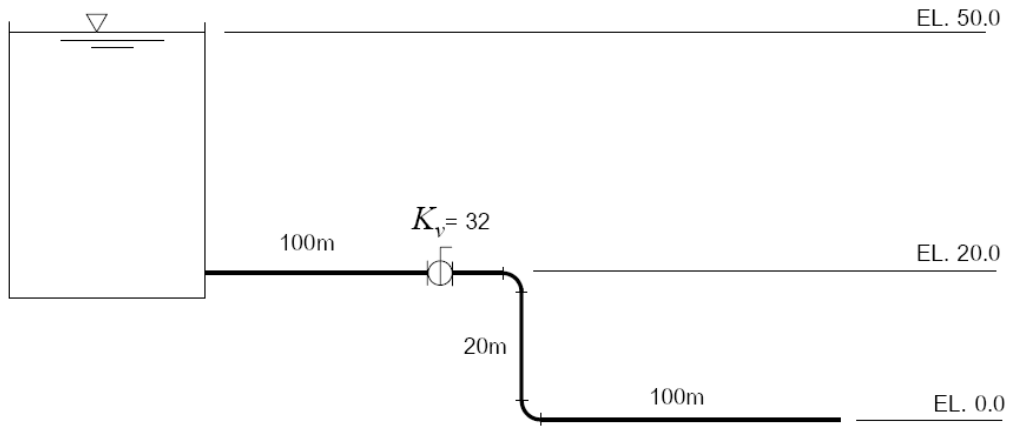
เพื่อความสะดวกใช้ตารางเอกเซล ในการคำนวณ โดยแทนค่าความหนาแน่นและความหนืดของของไหลลงไป ในสมการดาร์ซี่ ได้ผลดังตารางต่อไปนี้

ของไหล	ความหนาแน่น (kg/m^3)	ความหนืด ($x10^{-6}$ m^2/s)	*Re*	*f*	ความดันสูญเสียในท่อยาว 100 m		
					m.WG	m_{fluid}	bar
อากาศ ที่ 30°C	1.205	15	13,728	0.029	0.01	6.02	0.0007
แอมโมเนีย ที่ -18 °C	662	0.3	691,441	0.017	2.48	3.74	0.23
น้ำ ที่ 30°C	996	0.8	259,290	0.018	3.51	3.51	0.37
น้ำมันดิบ 32.6API ที่ 54.4°C	840	3.8	54,587	0.022	3.81	4.54	0.37
Ethylene Glycol ที่ 21°C	1125	18	11,653	0.031	7.05	6.26	0.69
Propylene Glycol ที่ 21°C	1038	52	3,989	0.041	8.75	8.43	0.86
Glycerene ที่ 37°C	1260	648	320*	0.20*	51.6	41.0	5.07
*อยู่ในช่วงการไหลแบบราบเรียบ ใช้สมการ (4.13) หาค่า *f*							

จากผลการคำนวณจะเห็นได้ว่าความดันสูญเสียจะมากขึ้นตามความหนืดสัมบูรณ์และความหนาแน่นของของไหล

แบบฝึกหัด

จงประเมินอัตราการไหล และลากเส้นระดับพลังงาน เส้นระดับความดันไฮดรอลิก และเส้นระดับความดันสถิต ของระบบในรูป เมื่อท่อทุกส่วนมีขนาด DN50 และวาล์วอยู่ในสภาวะเปิดเต็มที่ โดยมีค่า K_v = 32



บทที่ 5 การออกแบบระบบท่อส่งของเหลว

บทนี้จะนำทฤษฎีพื้นฐานจากบทที่ 4 มาใช้ในการออกแบบท่อส่งของเหลวทั่วไป ซึ่งอาจเป็นการส่งจากจุดหนึ่งไปยังอีกจุดหนึ่ง หรือส่งไปหลายๆจุดก็ได้ หรือเป็นระบบหมุนเวียนของเหลวก็ได้ โดยลำดับเนื้อหาจะเริ่มที่ขั้นตอนการออกแบบ จากนั้นจึงลงไปในรายละเอียดของขั้นตอนสำคัญ และจบด้วยตัวอย่างการออกแบบในกรณีต่างๆ

5.1 ขั้นตอนการออกแบบระบบส่งของเหลว

ในการออกแบบระบบส่งของเหลวจะต้องดูความต้องการที่ปลายทางเป็นสำคัญว่าต้องการความดัน หรืออัตราไหลเท่าใด และดูว่าต้นทางมีอัตราการไหลและความดันเท่าใด จากนั้นจึงออกแบบระบบท่อให้ได้ตามความต้องการนั้นๆ ทั้งนี้การออกแบบระบบท่อทางวิศวกรรมส่วนใหญ่จะต้องทำบนแบบสถาปัตย์ของอาคารซึ่งกระบวนการออกแบบพอจะแจกแจงเป็นขั้นตอนได้ดังนี้

ขั้นที่ 1 ศึกษาข้อกำหนดของระบบท่อ ชนิดและสถานะของของไหลที่ต้องการส่ง อุณหภูมิ และความดันของของไหล (ศึกษามาตรฐานที่เกี่ยวข้องถ้าจำเป็น)

ขั้นที่ 2 กำหนดวัสดุ กำหนดพิกัดความดัน-อุณหภูมิที่เหมาะสมสำหรับอุปกรณ์ประกอบ

ขั้นที่ 3 ระบุตำแหน่งและประเมินความต้องการที่ปลายทางว่าต้องการความดัน และอัตราไหลเท่าใด

ขั้นที่ 4 พิจารณาอัตราไหลและความดันที่ต้นทางว่าเพียงพอหรือไม่ จำเป็นต้องมีการเพิ่มความดันหรือไม่

ขั้นที่ 5 ศึกษาแบบสถาปัตย์ และออกแบบแนวท่อเบื้องต้น วางตำแหน่งของวาล์วและอุปกรณ์ประกอบ

ขั้นที่ 6 เลือกขนาดท่อที่เหมาะสมสำหรับส่วนต่างๆในระบบท่อและคำนวณความดันสูญเสีย (รายละเอียดในหัวข้อ 5.2)

ขั้นที่ 7 หากเป็นระบบที่ใช้ความดันสูง หรือมีภาระอื่นๆ ต้องตรวจสอบความเค้นเพื่อกำหนดความหนาของท่อ (รายละเอียดในหัวข้อ 5.3)

ขั้นที่ 8 เลือกปั๊มหากต้องมีการเพิ่มความดัน (รายละเอียดในบทที่ 6)

ขั้นที่ 9 เขียนแบบระบบท่อ และผังอย่างง่ายของระบบ

ขั้นที่ 10 ปรับแก้ไขแบบให้เข้ากับงานระบบอื่นๆ

ขั้นที่ 11 ประเมินราคาค่าก่อสร้าง

บทนี้จะเน้นที่การกำหนดขนาดท่อและการประเมินความดันตกในท่อเป็นหลัก โดยจะลงรายละเอียดในขั้นตอนที่ 6 และ 7 และขั้นตอนการเลือกปั๊มจะอธิบายในบทที่ 6 ส่วนขั้นตอนอื่นๆ จะมีรายละเอียดตามลักษณะการใช้งานที่เกี่ยวข้องในบทถัดๆไป

5.2 การกำหนดความหนาของท่อ

ในงานความดันต่ำทั่วๆไปเช่นท่อประปาในอาคาร สามารถใช้ท่อสเกดูล 40 ได้โดยไม่ต้องมีการคำนวณ แต่ท่ออุตสาหกรรมที่ต้องรับความดัน และอุณหภูมิสูง หรือท่อที่ต้องรับภาระจากภายนอกจะต้องมีการตรวจสอบความเค้นภายในท่อ โดยหัวข้อนี้จะกล่าวถึงเฉพาะความเค้นเนื่องจากความดันภายในท่อที่เรียกว่าความเค้นวงรอบ (Hoop stress) ด้วยการสมดุลแรงแบบภาชนะความดันผนังบางจะได้สมการของความเค้นวงรอบเป็น

$$\sigma_\theta = \frac{pD}{2t} \tag{5.1}$$

เมื่อ

σ_θ คือความเค้นวงรอบ (Pa)

p คือความดันภายในท่อ (Pa)

D คือเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อ (mm)

และ t คือความหนาของท่อ (mm)

สมการ (5.1) เรียกว่าสมการของบาร์โลว (Barlow equation) ซึ่งเป็นพื้นฐานของการคำนวณความเค้นในท่อที่มีผนังหนา โดยมาตรฐานที่เป็นที่ยอมรับในการออกแบบท่อได้แก่มาตรฐาน ASME B31 ซึ่งประยุกต์สมการของบาร์โลวสำหรับใช้ในการตรวจสอบความหนาของผนังท่อได้เป็นสมการ 5.2

$$t_{\text{min}} = \frac{pD}{2(SE + py)} + A \tag{5.2}$$

เมื่อ

t_{min} คือความหนาขั้นต่ำของท่อ (mm)

p คือความดันภายในท่อ (Pa)

D คือเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อ (mm)

S ค่าความเค้นที่ยอมให้วัสดุรับได้ (Pa)

E คือตัวประกอบคุณภาพ

y คือตัวประกอบอุณหภูมิ

และ A คือระยะเผื่อสำหรับความผิดพลาดในการผลิต การทำเกลียว การเซาะร่อง และ การกัดกร่อน (mm) ทั้งนี้รายละเอียดของตัวประกอบทั้งหมด หาดูได้ใน ASME B31.1

ASME B31 ระบุให้ค่าความเค้นที่ยอมรับได้มีค่า 25% ของค่าความต้านทานความเค้นดึงต่ำที่สุด (Minimum tensile stress) ซึ่งค่า S ของท่อเหล็ก ASTM A53 แสดงในภาคผนวก ข.

5.3 การกำหนดขนาดท่อส่งของเหลวและการประเมินความต้องการความดัน

การกำหนดขนาดท่อมีข้อแนะนำเบื้องต้นคือควรออกแบบให้ความเร็วของการไหลอยู่ในช่วง 1.2 – 2.4 m/s โดยพิจารณาในรายละเอียดตามตารางที่ 5.1 ซึ่งถ้าช้ากว่านั้นจะใช้ท่อใหญ่เกินไปเป็นการสิ้นเปลือง (เว้นแต่เป็นการออกแบบเพื่อเผื่อการขยายระบบในอนาคต) ส่วนถ้าเร็วกว่านั้นจะทำให้ความดันตกมาก ท่อสึกหรอเร็ว (ดูตารางที่ 5.2) และอาจมีเสียงดัง นอกจากนี้ขนาดท่อยังมีผลต่อการกำหนดความเร็วด้วย เนื่องจากที่การไหลเร็วเท่ากัน ความดันลดในท่อขนาดเล็กจะสูงกว่าท่อขนาดใหญ่ ตารางที่ 5.3 และ 5.4 จึงให้ค่าแนะนำสำหรับความเร็วของการไหลในท่อและความเร็วของๆ ไหลทางด้านดูดของปั๊มตามขนาดท่อ ทั้งนี้ข้อมูลความเร็วที่แนะนำในตารางที่ 5.2 และ 5.3 อ้างอิงกับท่อเหล็กเหนียวเป็นหลัก หากใช้งานในท่อที่มีผิวเรียบกว่า และ ต้านทานการสึกกร่อนได้ดีกว่า เช่น ท่อสเตนเลส อาจใช้ความเร็วสูงกว่าที่ระบุในตารางได้บ้าง

ตารางที่ 5.1 ความเร็วที่เหมาะสมของน้ำในท่อส่วนต่างๆ
(Carrier, 1965 ร่วมกับ Crane, 1985)

ประเภทของท่อและของไหล	ความเร็ว (m/s)
ท่อทางส่งของปั๊มน้ำ	2.4 – 3.6
ท่อทางดูดของปั๊มน้ำ	1.2 – 2.1
ท่อน้ำทิ้ง (Drain pipe)	1.2 – 2.1
ท่อร่วม (Header)	1.2 – 4.6
ท่อในเมนแนวดิ่ง (Riser)	0.9 – 3
ท่อน้ำทั่วไป	1.2 – 3
ท่อส่งน้ำประปา	0.9 – 2.1
ท่อเติมน้ำสำหรับหม้อไอน้ำ	2.5 – 4.6

ตารางที่ 5.2 ความเร็วสูงสุดในระบบท่อเพื่อให้เกิดการสึกหรอในอัตราที่เหมาะสม
(Carrier, 1965)

ชั่วโมงการใช้งานต่อปี*	ความเร็วสูงสุด (m/s)
1,500	3.66
2,000	3.51
3,000	3.35
4,000	3.05
6,000	2.74
8,000	2.44
*หมายเหตุ 1 ปี มี 8,760 ชม.	

ตารางที่ 5.3 ความเร็วของน้ำที่เหมาะสมสำหรับท่อขนาดต่างๆ
(BEE, 2004)

ขนาดท่อ DN (mm)	ความเร็วที่เหมาะสม (m/s)	
	ท่อทั่วไป	ท่อทางดูดของปั๊ม
25	1.00	0.50
50	1.10	0.50
80	1.15	0.50
100	1.25	0.55
150	1.50	0.60
200	1.75	0.75
250	2.00	0.90
300	2.65	1.40

นอกจากเกณฑ์ความเร็วดังกล่าวผู้ออกแบบยังต้องคำนึงถึงความดันตกในระบบ ซึ่งไม่มีเกณฑ์ตายตัวขึ้นอยู่กับสภาพการใช้งาน ดังนั้นสามารถพิจารณาแนวทางการออกแบบได้สองกรณีคือ

กรณีที่ 1 ผู้ออกแบบไม่มีข้อกำหนดด้านความดันตก ให้ออกแบบโดยกำหนดความเร็วในท่อให้อยู่ในช่วงที่เหมาะสม แล้วจึงคำนวณความดันตกในท่อ กรณีนี้ใช้กับระบบท่อที่มีความยาวไม่มาก (เช่น ระยะทางรวมต่ำกว่า 50 เมตร) ขั้นตอนการกำหนดขนาดท่อเป็นดังนี้

1. หาอัตราการไหลในส่วนต่างๆของท่อ
2. กำหนดขนาดท่อในส่วนต่างๆให้ความเร็วในการไหลอยู่ในช่วง 1.2 - 2.4 m/s
3. คำนวณความดันตกจากความยาว ขนาดท่อ และอัตราการไหลในช่วงต่างๆ

ในการกำหนดขนาดท่อในส่วนต่างๆ ตามขั้นตอนที่สองบางครั้งอาจออกแบบให้ความเร็วน้อยกว่า 1.2 เมตรต่อวินาทีในท่อขนาดเล็กที่มีความยาวมาก เนื่องจากความดันตกในท่อขนาดเล็กจะมีค่าสูงกว่าท่อขนาดใหญ่ที่ความเร็วในการไหลเท่ากัน

กรณีที่ 2 ผู้ออกแบบมีตัวเลขของความดันตกที่ยอมให้เกิดในระบบท่ออยู่แล้ว จะสามารถสร้างตารางการเลือกขนาดท่อได้ ดังนี้

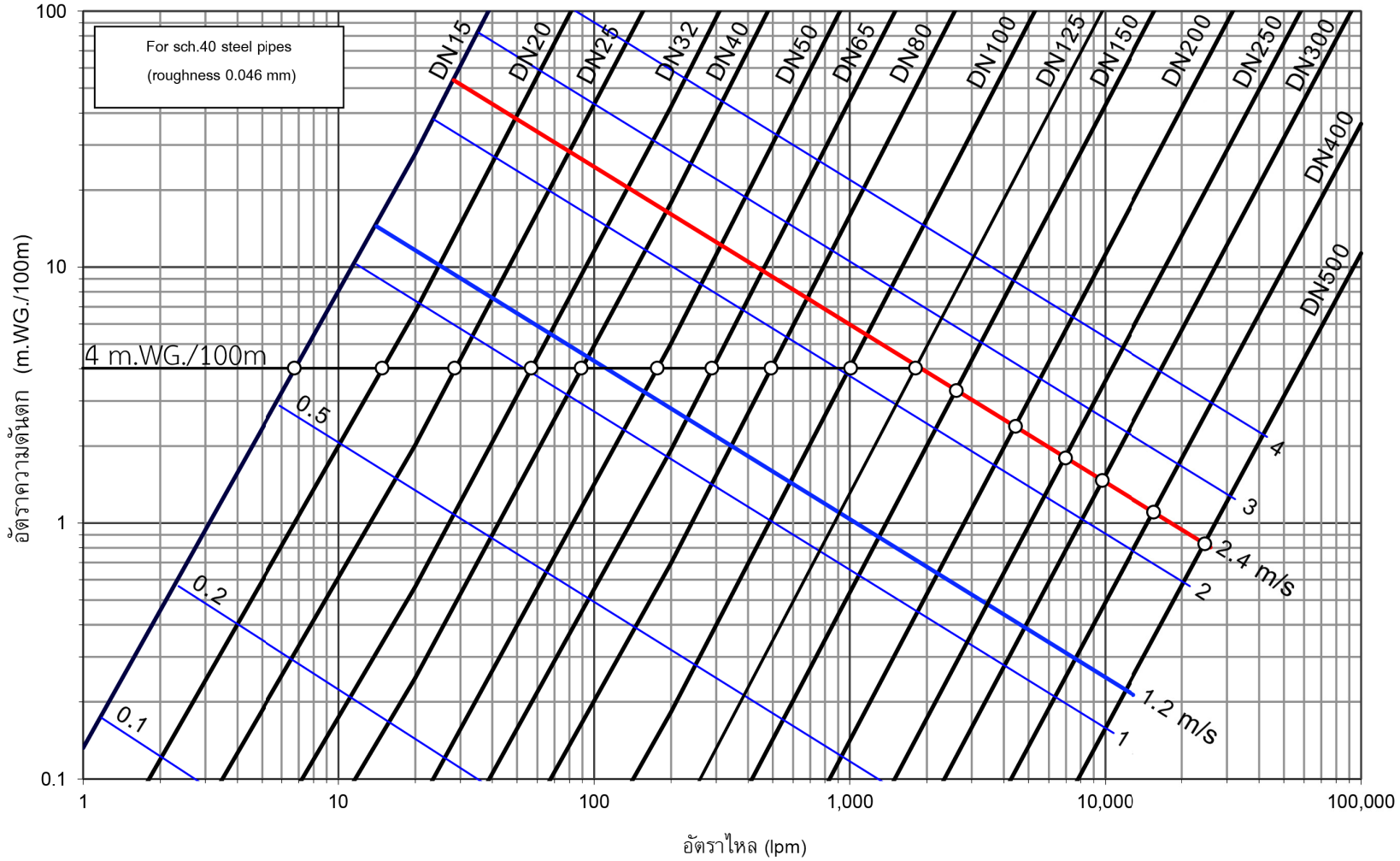
1. วัดความยาวของเส้นทางวิกฤติ (ระยะทางจากต้นทางไปยังปลายทางคาดว่าจะมีความดันตกมากที่สุด เช่น จุดที่ไกลที่สุด หรือสูงที่สุดของระบบท่อ), L
2. คิดความยาวท่อเทียบเท่ายาวขึ้นอีก 25% - 50% เพื่อเผื่อความดันสูญเสีย โดยถ้าระบบท่อมีระยะทางยาวแต่เดินเป็นเส้นตรงไม่คดเคี้ยวมักเผื่อที่ 25% แต่หากระบบท่อมีระยะทางน้อย แต่คดเคี้ยวจะเผื่อที่ 50 % ทั้งนี้หากผู้ออกแบบมีข้อมูลของโครงสร้างที่แม่นยำอาจทำการคำนวณโดยละเอียดตามตัวอย่างในหัวข้อ 4.3 ก็ได้

$$L_{EQ} = L + \left(25\% - 50\%\right) \tag{5.2}$$

3. คำนวณอัตราความดันตก ต่อระยะทาง 100 เมตรจาก

$$\Delta p = \frac{h_L}{L_{EQ}} \times 100 \tag{5.3}$$

4. ลากเส้นแนวนอนบนกราฟ 4.11 เพื่อสร้างตารางการออกแบบ ตัวอย่างเช่น ถ้าต้องการให้อัตราความดันตก Δp ไม่เกิน 4 m/100m ให้ลากเส้นแนวนอนในกราฟความดันตกเพื่อหาอัตราไหลสูงสุดของท่อขนาดต่างๆ ทั้งนี้ให้ความเร็วไม่เกิน 2.4 m/s (ดูรูป 5.1)
5. หาอัตราการไหลในส่วนต่างๆของท่อ
6. กำหนดขนาดท่อในส่วนต่างๆตามความสามารถของท่อที่ได้จากข้อ 4
7. คำนวณความดันตกที่แท้จริงจากความยาว ขนาดท่อ และอัตราการไหลในช่วงต่างๆ โดยใช้กราฟ 4.11 หรือตารางเอกเซล



รูปที่ 5.1 ตัวอย่างการกำหนดอัตราไหลสูงสุดของท่อขนาดต่างๆ
เพื่อให้อัตราความดันตกไม่เกิน 4 m/100m

ด้วยวิธีการตามตัวอย่างในรูปที่ 5.1 สามารถนำข้อมูลมาเขียนเป็นตารางอัตราไหลสูงสุดของท่อขนาดต่างๆเพื่อใช้ในการออกแบบด้วยเกณฑ์อัตราความดันตกได้ดังตารางที่ 5.4

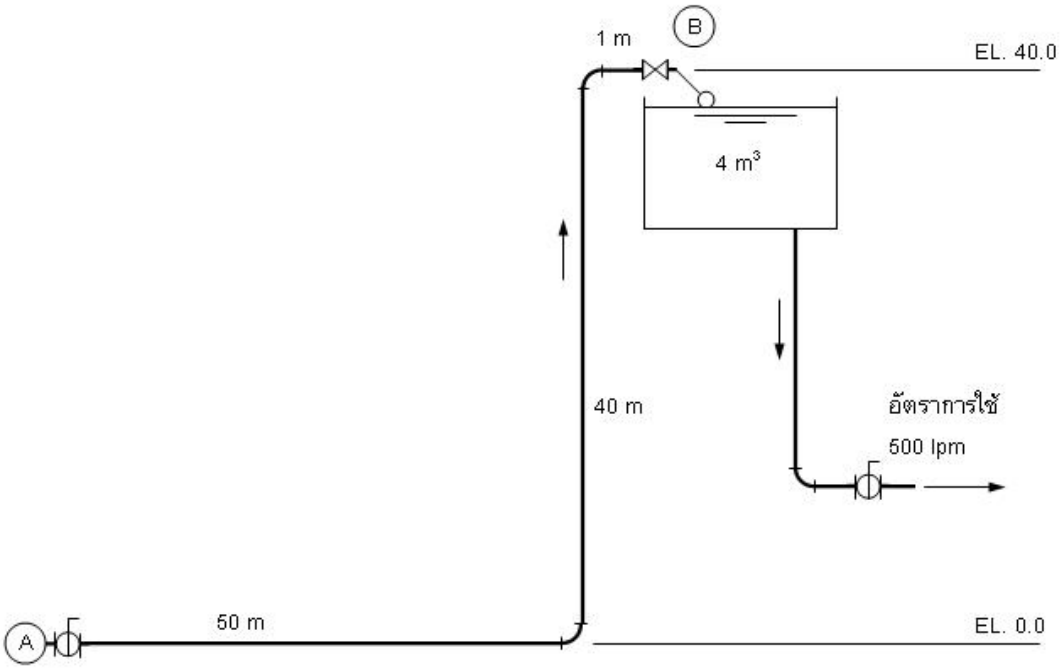
ตารางที่ 5.4 อัตราไหลสูงสุดในท่อน้ำสเกดูล 40 ที่อัตราความดันตกต่างๆ

ขนาดระบุ DN (mm)	อัตราไหลสูงสุด (lpm) ที่อัตราความดันตกต่างๆ				
	3 m/100m	4 m/100m	5 m/100 m	6 m/100m	7 m/100m
15	6	7	8	8	9
20	13	15	17	18	20
25	25	29	32	36	39
32	50	58	65	72	78
40	78	91	102	113	122
50	152	177	200	220	237
65	252	293	330	364	393
80	434	500	567	625	676
100	890	1,000	1160	1183 (1,280)	1183 (1,385)
125	1620	1,850	1,850 (2,100)	1,850 (2,320)	1,850 (2,320)
150	2620	2,700 (3,045)	2,700 (3,350)		
200	4,600 (5,800)				
250	7,300 (9,100)				
300	10,400 (13,000)				
350	12,500 (15,700)				
400	16,400 (20,500)				
500	25,800 (32,300)				

* คิดที่ความเร็วไม่เกิน 2.4 m/s ยกเว้นตัวเลขในวงเล็บคิดที่ความเร็วไม่เกิน 3 m/s

ตัวอย่าง 5.1

ต้องการเติมน้ำในถังสูงที่มีความจุ 4 m^3 ในรูปที่ 5.3 เพื่อไม่ให้น้ำในถังมีน้อยกว่า 1 m^3 โดยการใช้น้ำจะทุก 1 ชม. ใช้ครั้งละ 10 นาทีอัตราการใช้น้ำเฉลี่ยจากถังคือ 500 lpm ต้องการความดัน 0.5 บาร์ที่จุด B จงกำหนดขนาดท่อและหาความดันที่ต้องการที่ต้นทาง ให้คิดความดันตกในข้องอและวาล์วเป็น 25% ของความดันตกในท่อตรง



วิธีทำ

ขั้นแรกต้องหาอัตราการเติมน้ำที่ต้องการ โดยแบ่งพิจารณารอบการใช้งาน 1 ชั่วโมงเป็นสองช่วงคือ

ช่วงที่มีการใช้น้ำ อัตราการใช้ 500 lpm ในเวลา 10 นาที จะใช้น้ำ 5 m^3 แต่มีน้ำให้ใช้ได้ 3 m^3 ดังนั้นต้องเติมน้ำ 2 m^3 ในเวลา 10 นาทีเพื่อรักษาปริมาณน้ำในถังไม่ให้ต่ำกว่า 1 m^3 คิดเป็นอัตราการไหล 200 lpm

ช่วงที่ไม่มีการใช้น้ำ ถ้าน้ำในถังอยู่ในระดับต่ำที่สุดคือมีน้ำอยู่ 1 m^3 จะต้องเติมน้ำ 3 m^3 ในเวลา 50 นาที คิดเป็นอัตราการไหล 60 lpm

พบว่าอัตราการเติมน้ำสูงสุดเกิดขึ้นที่ช่วงการใช้น้ำคือ 200 lpm ดังนั้นออกแบบขนาดท่อสำหรับอัตราการไหลค่านี้

ต่อไปพิจารณาวิธีการเลือกขนาดท่อ พบว่าไม่มีข้อกำหนดด้านความดันตก ฉะนั้นใช้ขั้นตอนการกำหนดขนาดท่อตาม กรณีที่ 1 ในหัวข้อ 5.2 โดยกำหนดขนาดท่อตามตาราง 5.4 พบว่าท่อ DN50 สามารถรองรับอัตราการไหลได้ 237 lpm ที่อัตราความดันตก 7 m/100m

ดังนั้นเลือกใช้ท่อ DN50 ***ตอบ***

จากนั้นทำการคำนวณความดันตกในท่อโดยพิจารณา ที่อัตราไหล 200 lpm ในท่อ DN50 พบว่าน้ำจะไหลที่ความเร็ว 1.54 m/s และมีอัตราความดันตก 5.04 m/100 m

จากแบบพบว่าระบบท่อมีความยาว L = 91 m

เผื่อ 25% สำหรับความดันสูญเสียในข้องอและวาล์ว คิดเป็นความยาวเทียบเท่า

L_{eq} = 91x1.25 = 114 m

ดังนั้นความดันตกในท่อ h_L = 5.04 x 114 / 100 = 5.75 m

ความดันที่ต้องการที่ต้นทาง $p_A = p_B + z_B + h_L$

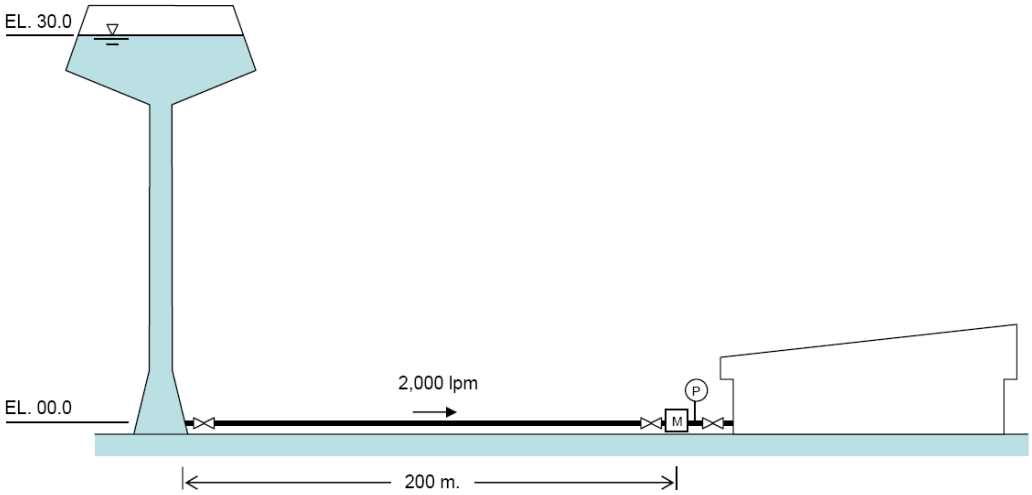
= 5.1 + 40 + 5.75

= 50.85 m.WG.

= 4.99 barG ***ตอบ***

ตัวอย่าง 5.2

จะกำหนดขนาดท่อน้ำจากถังสูง 30 m มายังโรงงาน ซึ่งอยู่ห่างกัน 200 m โดยให้ความดันหลังมาตรวัดน้ำหน้าโรงงานมีค่าไม่ต่ำกว่า 2 barG เมื่อมีการใช้น้ำ 2000 lpm ให้คิดเผื่อความยาวท่ออีก 25% สำหรับความดันสูญเสียในข้อต่อและวาล์ว



วิธีทำ

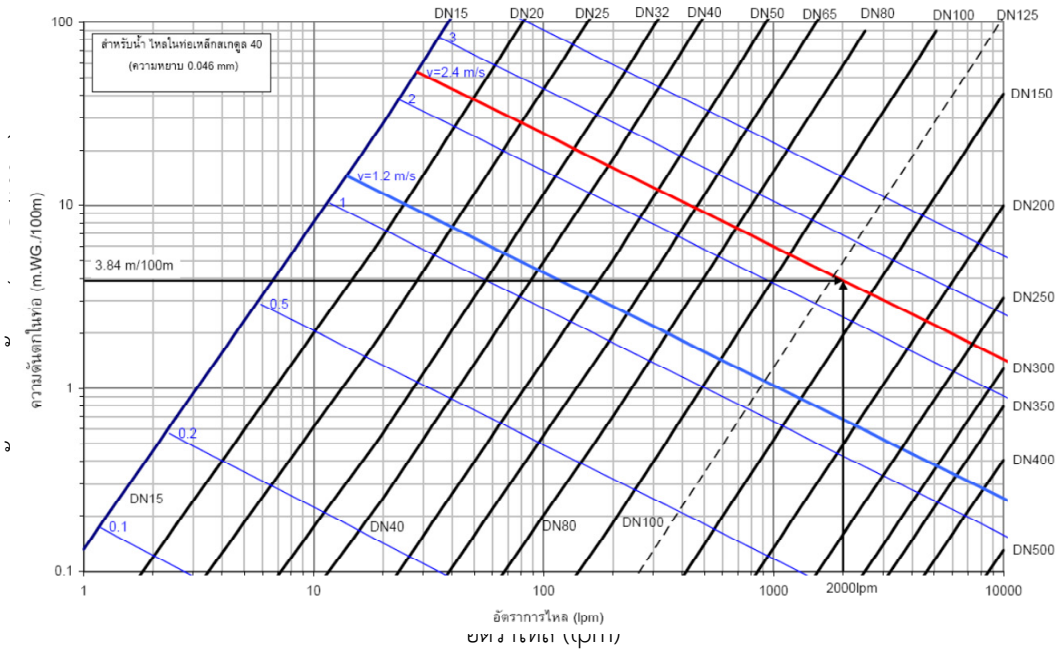
เนื่องจากมีข้อกำหนดด้านความดันต้นทางและปลายทางที่ชัดเจน การกำหนดขนาดท่อจึงเป็นตามตาม กรณีที่ 2 ในหัวข้อ 5.2

ถังสูง 30 m เท่ากับมีความดันที่ต้นทาง = 30 m.WG.
ความดันที่ต้องการที่ปลายทางคือ = 2 barG
คิดเป็นเมตรน้ำ = 20.4 m.WG.
เฮดของความเร็วมีค่าน้อยมาก ดังนั้นความดันตกที่อนุญาตให้เกิดในท่อคือ
30 - 20.4 = 9.6 m.WG.

ความยาวท่อ = 200 m.
เผื่อความยาวท่ออีก 25% สำหรับความดันสูญเสียในข้อต่อและวาล์ว
ความยาวเทียบเท่า = 200x1.25 = 250 m.
คิดเป็นอัตราความดันตก = 9.6/250x100 = 3.84 m/100m.

ลากเส้นอัตราความดันตก 3.84 m/100m. ลงในกราฟตัดกับอัตราการไหล 2000 lpm จะได้จุดตัดที่ใกล้เคียงกับท่อขนาด DN125 ตามรูปด้านล่าง อย่างไรก็ตามถ้าเลือกใช้ท่อ DN125 จะมีอัตราความดันตกเกินค่าที่กำหนดไปเล็กน้อย และจะมีความเร็วเกิน 2.4 m/s

ดังนั้นเลือกใช้ท่อขนาดถัดไป คือ DN150 <u>ตอบ</u>



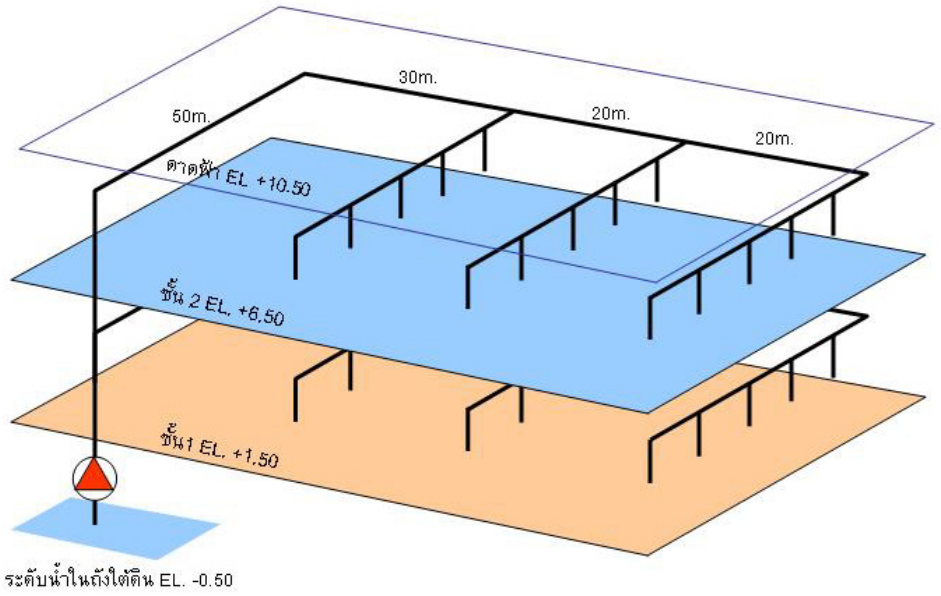
เมื่อเลือกใช้ท่อขนาด DN150 อัตราความดันตกจะมีค่าเป็น 2 m/100m. ทำให้ความดันที่หน้าโรงงานเมื่อมีอัตราการไหล 2000 lpm มีค่าเป็น 25 m.WG.

ตัวอย่าง 5.3

ระบบท่อส่งน้ำสำหรับกระบวนการผลิตในโรงงานสองชั้นมีความต้องการใช้น้ำจุดละ 20 lpm ที่ความดัน 1.5 barG ก่อนออกจากวาล์ว จุดใช้น้ำที่ชั้น 1 และชั้น 2 มีจำนวนเท่ากัน นับรวมได้ 30 จุด ท่อน้ำเดินอยู่ในระดับต่ำจากเพดาน 1 เมตร และดิ่งลงมาที่จุดใช้งานซึ่งอยู่สูงจากระดับพื้น 1 เมตร

ในภาพรวมมีโอกาสใช้น้ำพร้อมกัน 80% ของจำนวนจุดใช้น้ำทั้งหมดคิดเป็น 480 lpm และในแต่ละชั้นมีโอกาสใช้น้ำพร้อมกัน 80% และในแต่ละกิ่งย่อยมีโอกาสใช้งานพร้อมกันทั้ง 5 จุด น้ำถูกส่งขึ้นจากถังใต้ดินด้วยปั๊มซึ่งสร้างความดันได้ 32 m.WG. ที่ อัตราไหล 480 lpm

ให้คิดเผื่อความยาวท่ออีก 25% สำหรับความดันสูญเสียในข้อต่อ จงกำหนดขนาดท่อทั้งหมด



วิธีทำ

ตัวอย่างนี้ตรงกับกรณีที่ 2 ในหัวข้อ 5.2 เนื่องจากทราบความดันที่ต้นทางและปลายทาง จึงสามารถคำนวณความดันตกที่ยอมให้เกิดขึ้นได้โดยคิดที่ระยะทางวิกฤติจากจุด A ถึงจุด I ในรูปถัดไป ได้โดยประมาณว่าเฮดของความเร็วมีค่าเปลี่ยนแปลงไม่มากนักเมื่อเทียบกับเฮดส่วนอื่น ในสมการสมดุลพลังงาน (สมการ 4.5) ดังนี้

$$z_A + \frac{p_A}{\rho g} + \frac{V_A^2}{2g} = z_I + \frac{p_I}{\rho g} + \frac{V_I^2}{2g} + h_L$$

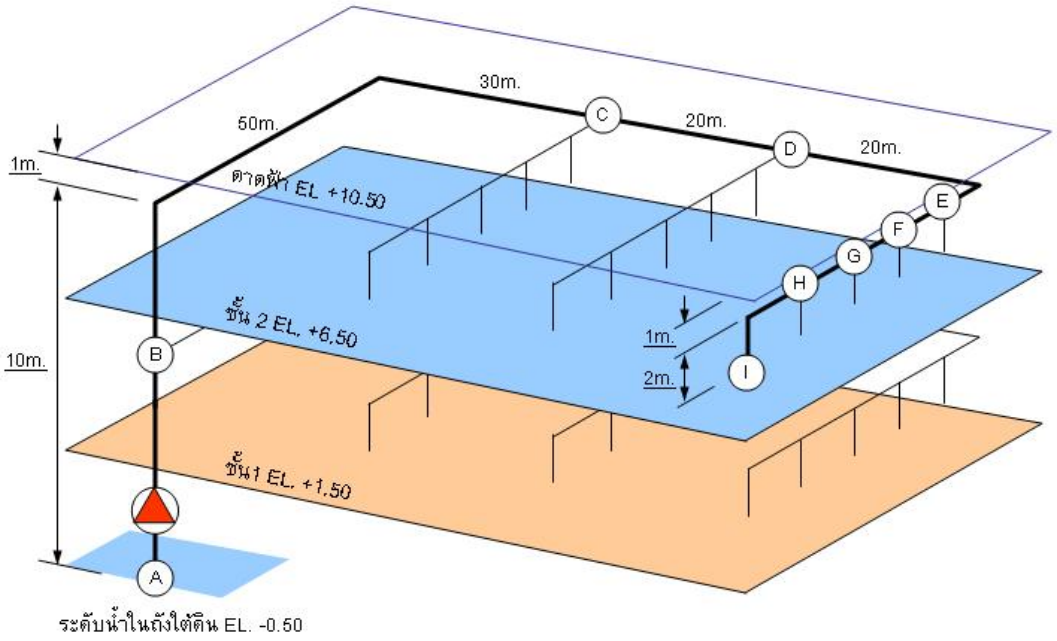
$$(0) + (32) + (0) = (8) + (15.30) + (0) + h_L$$

$$h_L = 8.7 \text{ m.WG.}$$

เมื่อรู้ความดันตกที่ยอมให้เกิดขึ้นก็สามารถดำเนินการตามขั้นตอนการออกแบบคือ

1. หาความยาววิกฤติ, L ซึ่งในกรณีนี้เป็นเส้นทางจากจุด A ถึงจุด I โดยคิดว่าความสูงของจุด I อยู่ที่ 1 เมตรจากพื้นชั้น 2 ได้ระยะทางรวม

$$L = 10 + 50 + 30 + 20 + 20 + 50 + 2 = 182\text{m}$$



2. คิดความยาวท่อเทียบเท่ายาวขึ้นอีก 25% เพื่อเผื่อความดันสูญเสียในข้อต่อ

$$L_{EQ} = 182 + 25\% = 227.5 \text{ m}$$

3. คำนวณอัตราความดันตกต่อระยะทาง 100 m จาก

$$dp = \frac{h_L}{L_{EQ}} \times 100 = \frac{8.7}{227.5} \times 100 = 3.82 \approx 4 \text{ m/100m}$$

4. ลากเส้นแนวนอนบนกราฟ 4.11 (ดูรูป 5.2) เพื่อสร้างตารางการออกแบบสำหรับ *dp* ไม่เกิน 4 m/100m ได้ตารางเช่นเดียวกับตาราง 5.4

อัตราไหลสูงสุด (lpm)	ขนาดระบุ - DN (mm)	ความเร็ว (m/s)	อัตราความดันตก (m/100m)
7	15	0.6	3.94
15	20	0.7	3.95
29	25	0.9	4.00
58	32	1.0	3.99
91	40	1.2	3.99
177	50	1.4	3.99
293	65	1.5	3.98
500	80	1.7	3.92

5. หาอัตราการไหลและความยาวของท่อส่วนต่างๆได้ดังนี้

Section	อัตราไหลรวม (lpm)	สัดส่วนการใช้	อัตราไหลออกแบบ (lpm)	ความยาว (m)
A-B	600	80%	480	6
B-C	300	80%	240	84
C-D	200	100%	200	20
D-E	100	100%	100	30
E-F	80	100%	80	10
F-G	60	100%	60	10
G-H	40	100%	40	10
H-I	20	100%	20	12

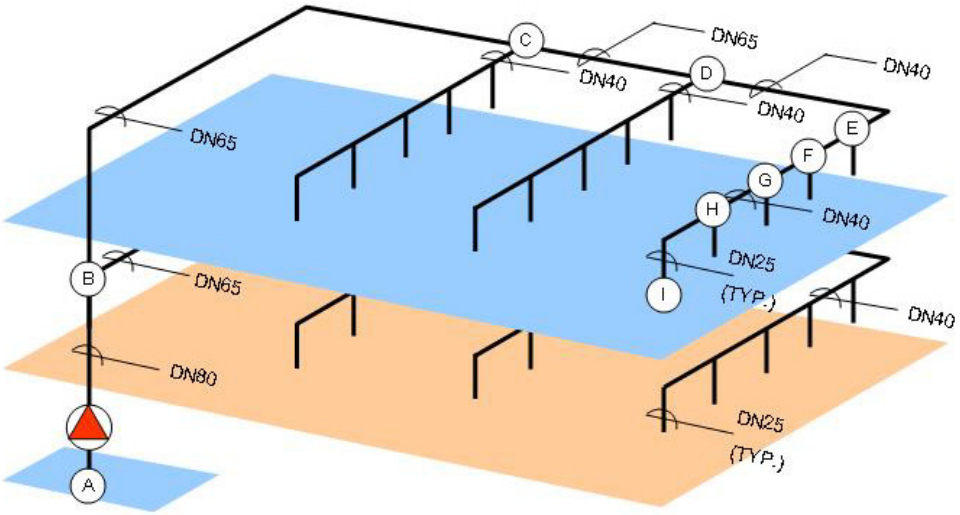
6. กำหนดขนาดท่อในส่วนต่างๆตามตารางที่สร้างขึ้นในข้อ 4 และคำนวณความดันตกได้ดังนี้

Section	อัตราการไหลออกแบบ (lpm)	ความยาว (m)	ขนาดท่อ DN (mm)	ความเร็ว (m/s)	ความดันตก	
					m/100m	m
A-B	480	6	80	1.677	3.63	0.22
B-C	240	84	65	1.263	2.73	2.29
C-D	200	20	65	1.052	1.94	0.39
D-E	100	30	***50***	***0.770***	1.37	0.41
E-F	80	10	***40***	***1.015***	3.13	0.31
F-G	60	10	***40***	***0.761***	1.83	0.18
G-H	40	10	***32***	***0.711***	2.00	0.20
H-I	20	12	25	0.598	2.02	0.24
					รวม	4.25

7. ทำการปรับขนาดท่อเพื่อให้สะดวกในการติดตั้งโดยคิดท่อในส่วน D ถึง I ให้มีขนาดเดียวกันเพื่อให้เป็นเหมือนท่อร่วม (หากไม่ต้องการปรับขนาดสามารถข้ามขั้นตอนนี้ไปได้) และคำนวณความดันตกจริงได้ดังนี้

Section	อัตราการไหลออกแบบ (lpm)	ความยาว (m)	ขนาดท่อ DN (mm)	ความเร็ว (m/s)	ความดันตก	
					m/100m	m
A-B	480	6	80	1.677	3.63	0.22
B-C	240	84	65	1.263	2.73	2.29
C-D	200	20	65	1.052	1.94	0.39
D-E	100	30	***40***	***1.268***	4.77	1.43
E-F	80	10	***40***	***1.015***	3.13	0.31
F-G	60	10	***40***	***0.761***	1.83	0.18
G-H	40	10	***40***	***0.507***	0.87	0.09
H-I	20	12	25	0.598	2.02	0.24
					รวม	5.15

8. ท่อย่อยในส่วนอื่นๆ ให้ยึดตามขนาดจาก D ถึง E โดยท่อที่ดิ่งลงยังจุดใช้งานทั้ง 30 ท่อใช้ขนาด DN25 เหมือนกันหมด ขนาดท่อทั้งหมดเขียนลงในแบบได้ดังรูปด้านล่าง

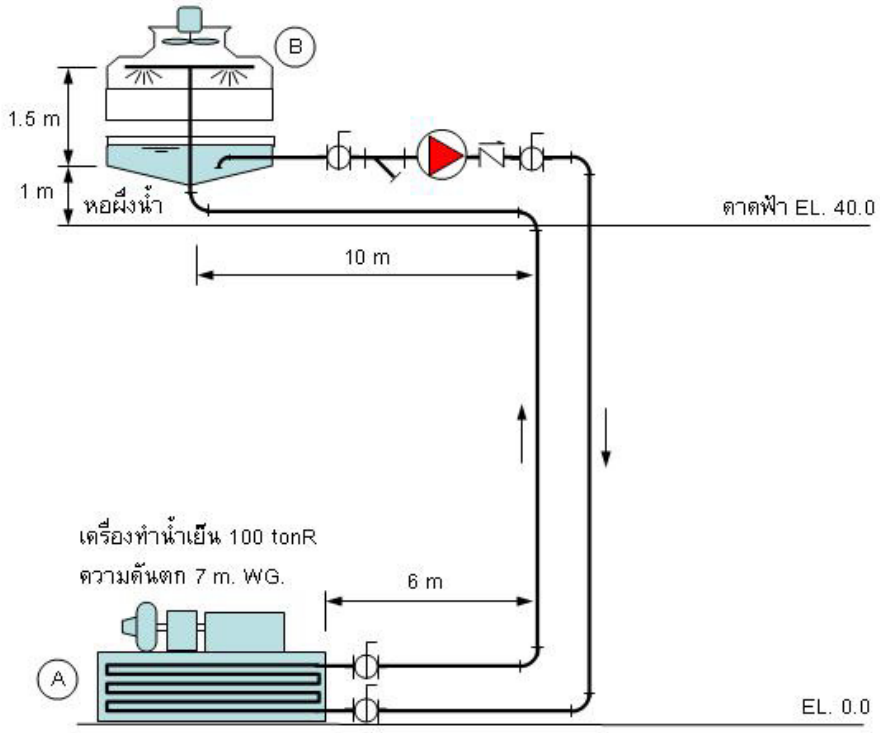


จากการออกแบบข้างต้นจะเห็นได้ว่าค่าความดันตกจริงจะต่ำกว่าค่าที่ตั้งไว้เสมอ เนื่องจากการเลือกขนาดท่อตามตารางที่มักมีการปัดขึ้น นอกจากนี้ในการใช้งานจริงจะพบว่า

- หากปลายท่อทางออกไม่มีวาล์วติดอยู่น้ำจะออกที่ทางออกที่ใกล้ท่อสุดด้วยอัตราการไหลสูงกว่าค่าที่ต้องการมาก และ ในจุดวิกฤติจะมีอัตราการไหลต่ำกว่าค่าที่ต้องการมาก หรืออาจไม่มีน้ำวิ่งไปถึงเลย
- ในกรณีที่กล่าวข้างต้น ปั๊มจะไม่ได้ทำงาน ณ จุดที่ออกแบบอัตราการไหลรวม และความดันที่ปั๊มทำได้จะไม่เท่ากับที่ออกแบบ ซึ่งจุดทำงานจริงขึ้นอยู่กับเส้นโค้งความต้านทานของระบบและเส้นโค้งสมรรถนะของปั๊ม ดังรายละเอียดในบทต่อไป
- การใช้งานจริงจะต้องมีวาล์วที่ปลายท่อเพื่อปรับสมดุลของความดันให้มีความดันตกจากจุด A ถึงทางออกจากวาล์วที่ปลายท่อแต่ละท่อมีค่าเท่ากัน จึงจะมีอัตราไหล 20 lpmเท่ากันทุกท่อ โดยวาล์วที่ปลายท่อที่อยู่ใกล้จะต้องถูกหรี่ ขณะที่วาล์วที่ปลายท่อที่อยู่ไกลจะต้องถูกเปิดกว้าง ซึ่งการปรับวาล์วเหล่านี้เรียกว่าการปรับสมดุลการไหล ซึ่งจะมีความสำคัญมากในการหมุนเวียนของเหลวในระบบใหญ่ๆ เช่นระบบปรับอากาศแบบรวมศูนย์ที่ใช้น้ำเย็นเป็นตัวกลาง (Chilled Water System) ซึ่งความสามารถในการทำความเย็นของเครื่องจ่ายลมเย็น (Air Handling Units) แต่ละเครื่องจะขึ้นอยู่กับอัตราการไหลโดยตรง ทั้งนี้รายละเอียดเรื่องระบบน้ำเย็นเพื่อการปรับอากาศ รวมทั้งการปรับสมดุลการไหลอยู่ในบทที่ 9

ตัวอย่าง 5.4

จงกำหนดขนาดท่อสำหรับระบบน้ำหล่อเย็นสำหรับเครื่องทำน้ำเย็นขนาด 100 ตันความเย็น และคำนวณความดันที่ปั๊มต้องเพิ่มให้กับระบบ กำหนดให้ใช้อัตราการหมุนเวียนน้ำเย็น 9 ลิตรต่อนาทีต่อ 1 ตันความเย็น และต้องการความดัน 1 barG ที่จุด B.



รูปที่ 5.9 ระบบน้ำหล่อเย็น

วิธีทำ

อัตราการไหลที่ระบบต้องการคือ 9 lpm/tonR x 100 tonR = 900 lpm

เนื่องจากระบบท่อมีอัตราการไหลที่คงที่ตลอดเส้นท่อจึงใช้ขนาดท่อทางส่งและทางกลับเท่ากันโดยคิดความยาวรวมจากรูปได้ดังนี้

ความยาวท่อด้านส่ง = 6 + 40 + 10 + 2.5 = 58.5 m

ความยาวท่อด้านกลับ = 6 + 40 + 10 + 1 = 57 m

ความยาวรวม = 115.5 m

เผื่อข้อต่อและวาล์วอีก 25% คิดเป็นความยาวเทียบเท่า = 115.5 x 1.25 = 144 m

กำหนดขนาดท่อสำหรับความดันตก 4 m/100m ด้วยตาราง 5.4 ได้ขนาดท่อ DN100 ซึ่งเมื่อใช้กราฟ 4.11 พบว่า ที่ 900 lpm จะมีอัตราความดันตกจริง 3.06 m/100m คิดเป็นความดันตกในท่อ 3.06 x 144 / 100 = 4.41 m.WG.

ความดันรวมที่ต้องเพิ่มให้ระบบ = ความดันตกในท่อ + ความดันตกในเครื่องทำน้ำเย็น + เฮดของความสูง + ความดันที่ต้องการที่จุด B

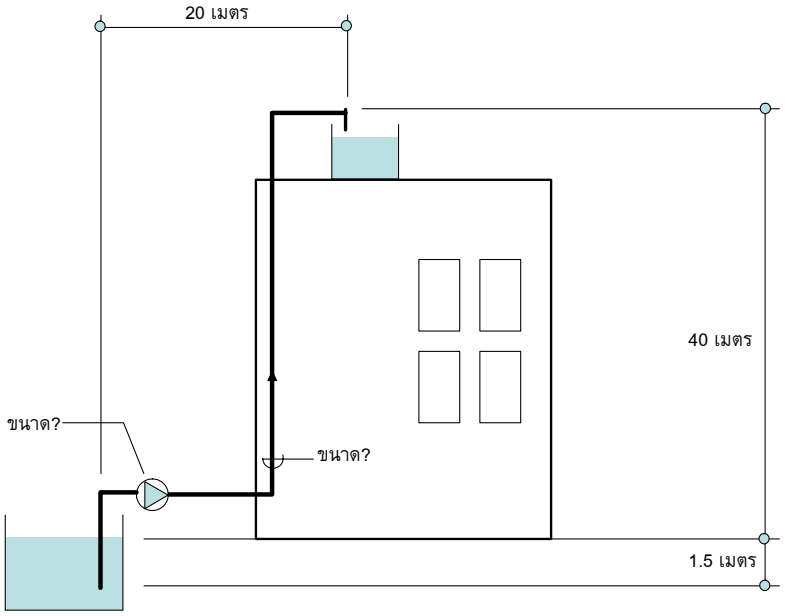
= 4.41 + 7 + 1.5 + 10.2 = 23.1 m.WG.

ข้อสังเกตจากตัวอย่างนี้คือ

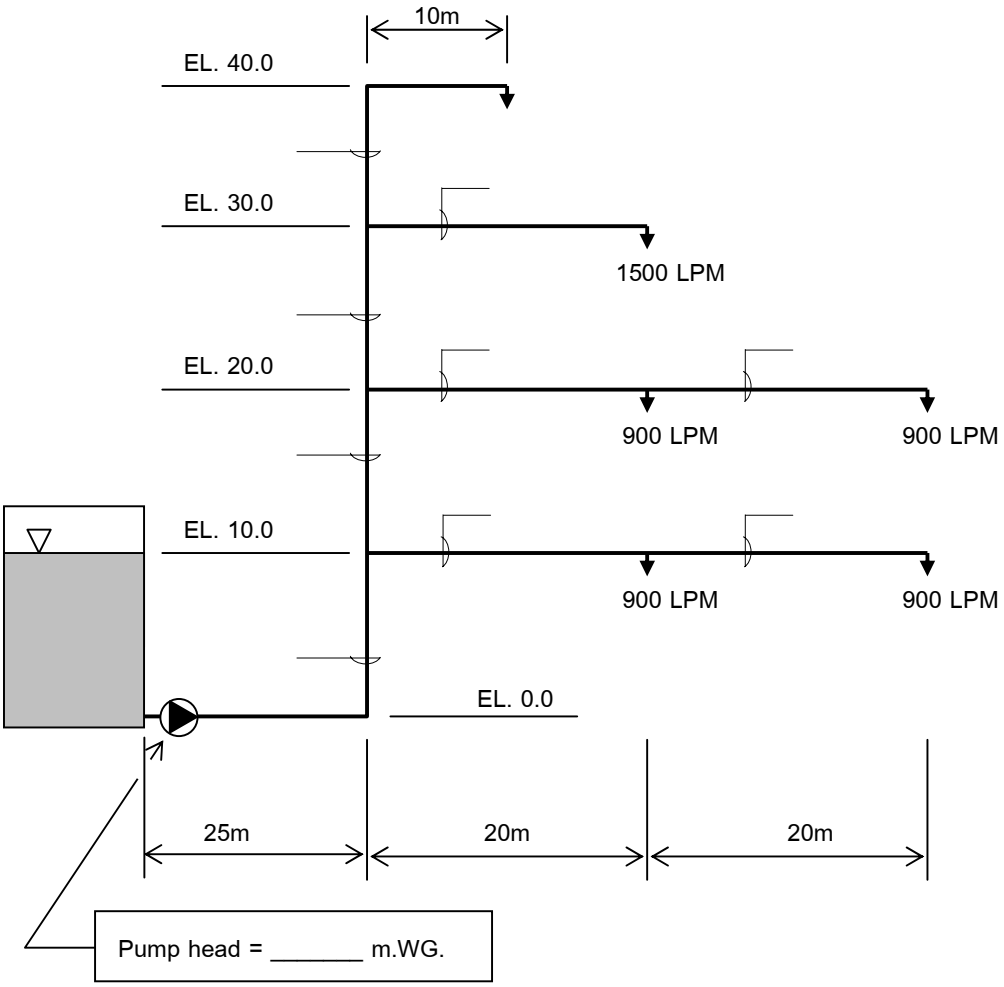
- ในการเลือกปั๊มไม่มีการคิดเฮดของความสูงเนื่องจากเป็นการหมุนเวียนน้ำแบบครบวงจร
- ในการติดตั้งต้องมีการเติมน้ำในท่อให้เต็มทั้งสองด้านก่อนปั๊มจึงเริ่มทำงานได้
- การวางปั๊มไว้ที่ระดับ EL.40 หรือ EL.0.0 มีผลเหมือนกันในการคำนวณความดันที่ต้องการ แต่การวางปั๊มไว้ที่ EL.0.0 จะทำให้ความดันภายในปั๊มสูงกว่ากรณีวางที่ระดับ EL.40 ประมาณ 4 bar(g) เนื่องจากน้ำหนักของน้ำในท่อที่กดลงมา
- ในระบบน้ำหล่อเย็น หรือระบบน้ำใดๆที่มีอุณหภูมิสูงและเปิดสู่บรรยากาศ วิศวกรอาจเลือกขนาดท่อใหญ่ขึ้นอีกหนึ่งขนาด (DN125) เพื่อรับกับการเกิดตะกรันที่ผิวท่อทำให้ท่อมีขนาดภายในเล็กลงเมื่อผ่านการใช้งานเป็นเวลานาน

แบบฝึกหัด

5.1) จงออกกำหนดขนาดท่อที่เหมาะสมสำหรับท่อส่งน้ำในรูป อัตราการไหลที่ต้องการคือ 200 gpm โดยปั๊มทำความดันได้ 5 bar ที่อัตราการไหลดังกล่าว ให้เผื่อความดันลดในข้อต่อต่างๆไว้ที่ 25% ของความยาวท่อ และให้เหลือความดันที่ปลายท่อ 0.5 barG



5.2) จงกำหนดขนาดท่อทั้งหมด และ คำนวณเฮดที่ต้องการจากปั๊มสำหรับการใช้งาน 100% โดยต้องการให้ความดันน้ำก่อนทางออกในทุกจุดมีค่าไม่ต่ำกว่า 0.5 barG ใช้อัตราความดันตก **5m/100m** ในการออกแบบ และให้เผื่อความดันสูญเสียในข้อต่อและวาล์วเป็น 25% ของการสูญเสียในท่อตรง



บทที่ 6 การเพิ่มความดันด้วยปั๊ม

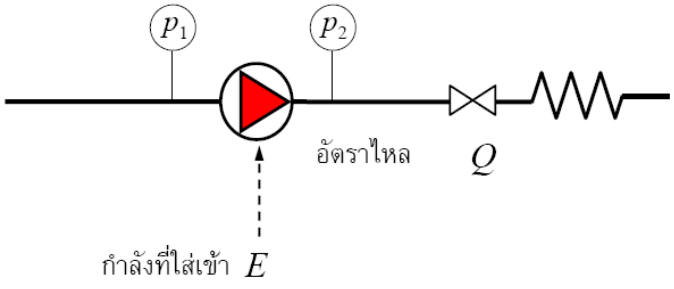
ปั๊มเป็นอุปกรณ์สำคัญในระบบท่อ การออกแบบระบบท่อและการเลือกปั๊มควรทำไปพร้อมๆ กัน เพื่อทำให้สามารถเลือกปั๊มให้ทำงานที่ประสิทธิภาพสูงสุด

6.1 ความรู้พื้นฐานเกี่ยวกับปั๊ม

ปั๊มมีหลากหลายชนิดซึ่งแต่ละชนิดถูกออกแบบสำหรับการใช้งานที่แตกต่างกันดังกล่าวไว้แล้วในหัวข้อ 2.5 พลังงานที่ใส่เข้าไปในปั๊มจะถูกถ่ายเทสู่ของเหลวในรูปของความดันและอัตราการไหล ดังรูปที่ 6.1 โดยความดันที่ปั๊มสร้างขึ้นจะสมดุลกับความดันสูญเสียจากแรงเสียดทานในท่อและอุปกรณ์ประกอบ บวกกับแรงต้านในรูปของความสูงที่ต้องปั๊มขึ้น โดยความสัมพันธ์ทางทฤษฎีระหว่างกำลังกับความดันและอัตราการไหลจะเป็นตามสมการ (6.1)

$$\Delta p = p_2 - p_1$$

$$h = \frac{\Delta p}{\rho g}$$



รูปที่ 6.1 การเปลี่ยนกำลังที่ใส่เข้าปั๊มเป็นความดันและอัตราการไหลของของไหล

$$E_{fluid} = Q \cdot \Delta p \tag{6.1}$$

เมื่อ E_{fluid} คือกำลังที่ปั๊มส่งให้ของเหลว (Watts)

Q คืออัตราการไหล (m^3/s)

Δp คือความดันที่ปั๊มเพิ่มให้กับของเหลว (Pa)

ในทางปฏิบัติปั๊มจะมีประสิทธิภาพไม่ถึง 100% ดังนั้นกำลังที่ต้องใส่ให้ปั๊ม (กำลังที่ใช้ในการหมุนเพลาของปั๊ม) จึงมากกว่าค่าจากสมการ (6.1) คือ

$$E_{shaft} = \frac{Q \cdot \Delta p}{\eta_{pump}} \tag{6.2}$$

เมื่อ η_{pump} คือประสิทธิภาพของปั๊มซึ่งจะแปรผันตามจุดทำงานของปั๊มดังจะกล่าวถึงต่อไป ทั้งนี้ปั๊มส่วนใหญ่ขับเคลื่อนด้วยมอเตอร์ซึ่งหากจะประเมินกำลังไฟฟ้าที่มอเตอร์ใช้จะต้องหารสมการ (6.2) ด้วยประสิทธิภาพของมอเตอร์ด้วย

ความเร็วจำเพาะ

ปั๊มแต่ละชนิดจะนำกำลังไปเปลี่ยนเป็นความดันและอัตราการไหลในสัดส่วนที่แตกต่างกัน โดยปั๊มประเภทปริมาตรแทนที่เชิงบวกจะเน้นการเปลี่ยนกำลังเป็นความดัน ขณะที่ปั๊มประเภทแรงเหวี่ยงจะเน้นการเปลี่ยนกำลังเป็นอัตราการไหล ซึ่งลักษณะเฉพาะของปั๊มที่กล่าวมาสามารถแทนได้ด้วยตัวแปรไร้หน่วยที่เรียกว่า ความเร็วจำเพาะ (Specific speed) ดังสมการ (6.3)

$$\Omega_S = \frac{\Omega\sqrt{Q}}{\left(\Delta p/\rho\right)^{3/4}} \tag{6.3}$$

เมื่อ Ω คือความเร็วในการหมุนของปั๊ม (rad/s)

Q คืออัตราการไหล (m^3/s)

Δp คือความดันที่ปั๊มเพิ่มให้กับของเหลว (Pa)

ρ คือความหนาแน่นของของเหลว (kg/m^3)

นอกจากนี้ในระบบอเมริกัน นิยมใช้ความเร็วจำเพาะเป็น

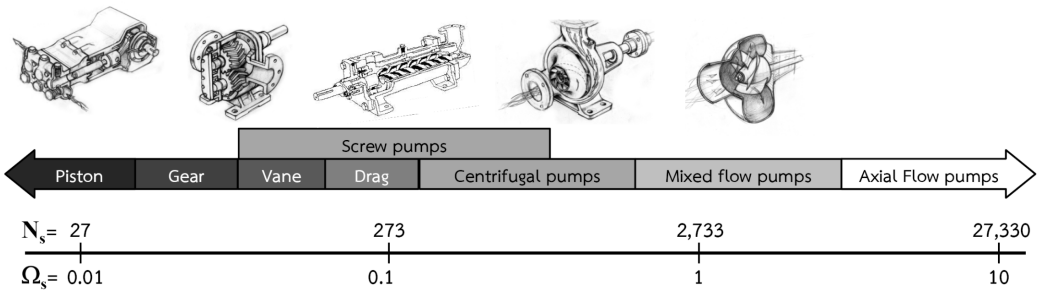
$$N_S = \frac{N\sqrt{Q}}{h^{3/4}} \tag{6.4}$$

เมื่อ N คือความเร็วในการหมุนของปั๊ม (rpm)
Q คืออัตราการไหล (gpm)
h คือเฮดที่ปั๊มเพิ่มให้กับของเหลว (ft)

โดยความสัมพันธ์ระหว่าง Ω_S และ N_S คือ

$$N_S = 2,733\Omega_s \tag{6.5}$$

จากสมการ (6.2) ถ้าปั๊มสองตัวที่พิกัดกำลังเดียวกัน มีค่าความเร็วจำเพาะต่างกัน สามารถสรุปได้ว่าปั๊มตัวที่มีความเร็วจำเพาะสูงกว่าจะทำอัตราการไหลได้มากกว่าแต่ทำความดันได้น้อยกว่า รูปที่ 6.2 แสดงการเปรียบเทียบความเร็วจำเพาะของปั๊มชนิดต่างๆ

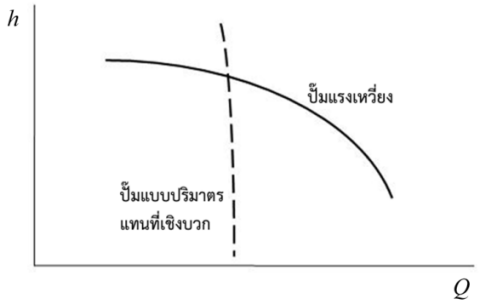


รูปที่ 6.2 ความเร็วจำเพาะของปั๊มชนิดต่างๆ

สมรรถนะของปั๊ม

ผู้ผลิตปั๊มจะทำการทดสอบปั๊ม และเขียนกราฟแสดงความสัมพันธ์ของอัตราการไหลและความดันรวมหรือเฮดรวม (Total Dynamic Head – TDH) ซึ่งเป็นเฮดของความดันที่ทำได้รวมกับเฮดของความเร็ว(ที่มีค่าน้อยมาก)อยู่ด้วย ซึ่งสมรรถนะของปั๊มแบบปริมาตรแทนที่เชิงบวกและแบบแรงเหวี่ยงจะมีลักษณะแตกต่างกันดังรูปที่ 6.3 โดยจากรูปจะเห็นได้ว่าปั๊มแบบปริมาตรแทนที่เชิงบวกจะมีอัตราการไหลที่ค่อนข้างคงที่แม้ว่าแรงต้านจะเปลี่ยนไปมาก ขณะที่ปั๊มแบบแรงเหวี่ยงจะให้มีอัตราการไหลที่แปรผกผันกับแรงต้านอย่างชัดเจน ทั้งนี้ปั๊มทั้งสองแบบส่วนใหญ่แล้วจะต้องการกำลัง

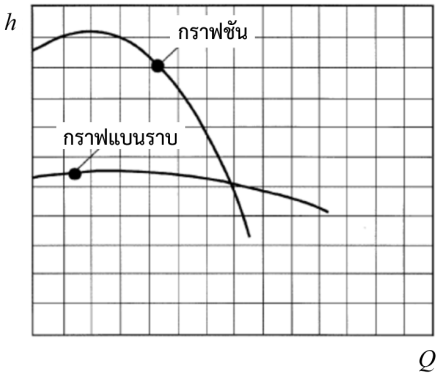
มากขึ้นเมื่อมีอัตราการไหลเพิ่มขึ้น (ปั๊มแรงเหวี่ยงแบบไหลตามแนวแกนต้องการกำลังน้อยลงเมื่ออัตราการไหลมากขึ้น)



รูปที่ 6.3 เส้นกราฟสมรรถนะของปั๊มแบบปริมาตรแทนที่เชิงบวกและปั๊มแบบแรงเหวี่ยง

ปั๊มแบบแรงเหวี่ยงแบบไหลตามแนวรัศมี หรือปั๊มหอยโข่ง (Centrifugal pump) เป็นปั๊มแบบที่นิยมใช้มากที่สุดในระบบขนส่งของเหลวส่วนใหญ่ที่มีความหนืดไม่ต่างจากน้ำมากนัก และไม่ต้องการแรงดันสูงมาก ดังนั้นส่วนที่เหลือของบทนี้จะเน้นที่การออกแบบระบบที่ใช้ปั๊มแบบหอยโข่ง

เส้นกราฟสมรรถนะของปั๊มหอยโข่งสามารถแยกเป็นสองลักษณะคือกราฟแบนราบ (Flat curve) และ กราฟชัน (Steep curve) ดังรูปที่ 6.4 ซึ่งกราฟสมรรถนะจะจัดว่าเป็นกราฟแบนราบเมื่อความดันขณะปิดวาล์วจนอัตราการไหลเป็นศูนย์ มีค่า 1.1 ถึง1.2 เท่าของความดันที่จุดที่มีประสิทธิภาพสูงสุด ปั๊มที่มีกราฟสมรรถนะที่แบนราบเหมาะจะใช้กับระบบปิดที่มีการควบคุมด้วยวาล์วควบคุมแบบสองทางเพราะจะสามารถปรับลดอัตราการไหลให้เหมาะสมกับความต้องการของระบบได้ในตัวเมื่อมีการหรี่วาล์ว ขณะที่ปั๊มที่มีสมรรถนะเป็นกราฟชัน เหมาะกับการใช้งานในระบบที่มีความดันสูงแต่ต้องการอัตราการไหลคงที่ เช่นระบบน้ำหล่อเย็นผ่านหอผึ่งน้ำเป็นต้น



รูปที่ 6.4 สมรรถนะของปั๊มหอยโข่ง แบบกราฟแบนราบและแบบกราฟชัน

กฎของความเสมือน

ในทางปฏิบัติผู้ผลิตจะผลิตตัวเรือน (Case) และใบปั๊ม (Impeller) หลายขนาดรวมทั้งยังใช้มอเตอร์ขับที่ความเร็วรอบต่างๆกันซึ่งขนาดของใบพัดและความเร็วรอบมีผลต่อสมรรถนะของปั๊มตามกฎของความเสมือน (Affinity laws) โดยประมาณได้ตามชุดสมการ (6.6) และ (6.7) ดังนั้นกราฟสมรรถนะของปั๊มจึงมักมีหลายเส้นสำหรับใบหลายขนาดในกราฟเดียว

กฎของความเสมือนสำหรับขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางใบ

อัตราการไหล $$\frac{Q_1}{Q_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^3$$

เฮด $$\frac{h_1}{h_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 \qquad (6.6)$$

กำลัง $$\frac{E_1}{E_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^5$$

กฎของความเสมือนสำหรับความเร็วรอบ

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

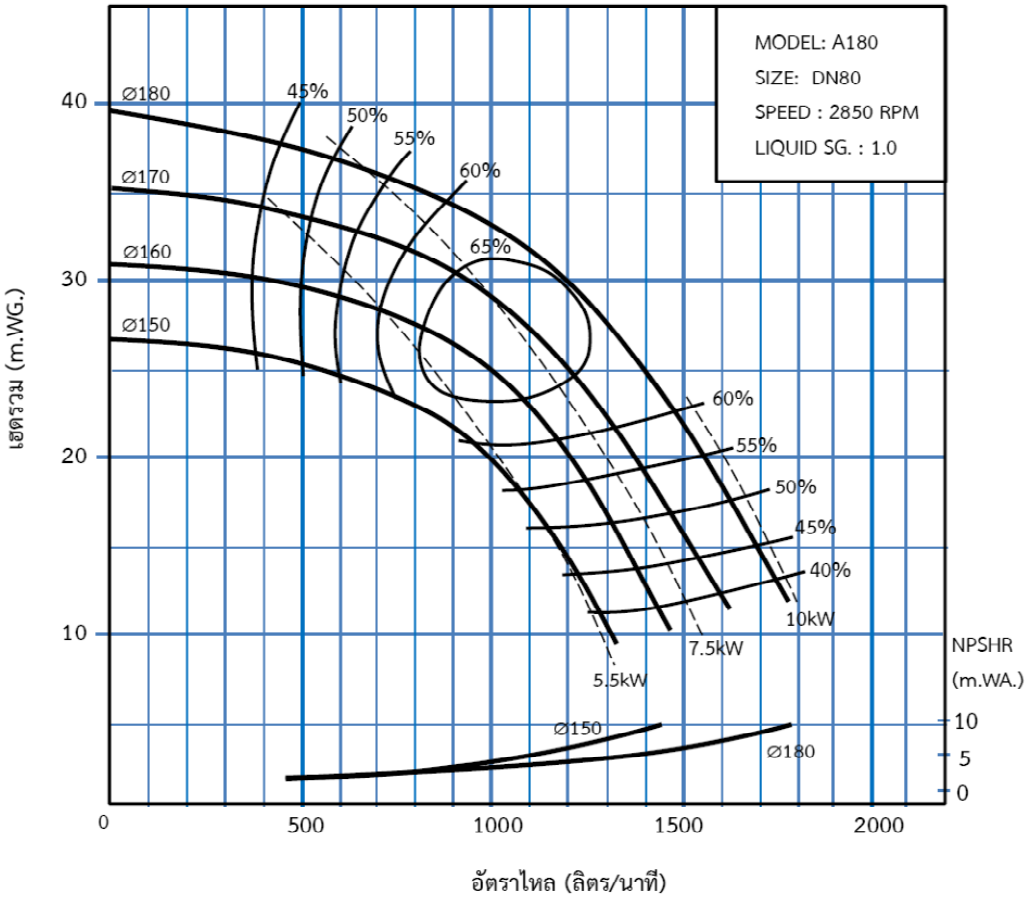
เฮด $$\frac{h_1}{h_2} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^2 \qquad (6.7)$$

กำลัง $$\frac{E_1}{E_2} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^3$$

มีข้อสังเกตเกี่ยวกับความเร็วรอบของปั๊มที่ขับเคลื่อนด้วยมอเตอร์คือ ความเร็วของมอเตอร์แปรผันตรงกับความถี่ไฟฟ้า(f) และแปรผกผันกับวิธีพันมอเตอร์(จำนวนโพล n_p) โดยในทางทฤษฎีมอเตอร์ตัวเปล่าจะมีความเร็วรอบ $rpm = 120f/n_p$ แต่ในทางปฏิบัติเมื่อมอเตอร์รับโหลดความเร็วรอบจะลดต่ำกว่าค่าทางทฤษฎีประมาณ 2% - 5% สำหรับประเทศไทยที่มีค่าความถี่ของกระแสไฟฟ้า 50Hz มอเตอร์มาตรฐานแบบ 4 โพลจะมีความเร็วรอบที่ประมาณ 1,450rpm และ

แบบ 2 โพลจะมีความเร็วรอบประมาณ 2,850rpm แต่ในบางประเทศใช้ความถี่ไฟฟ้า 60Hz มอเตอร์จึงทำงานที่ความเร็วรอบสูงขึ้น เช่น 1,725rpm สำหรับมอเตอร์ 4 โพล และ 3,450rpm สำหรับมอเตอร์ 2 โพล ดังนั้นข้อมูลของผู้ผลิตจากต่างประเทศบางครั้งอาจไม่ตรงกับการใช้งานในประเทศไทย จึงอาจต้องใช้กฎความเสมือนของความเร็วรอบมาปรับแก้ข้อมูลก่อน (ผู้อ่านควรทบทวนพื้นฐานด้านเครื่องจักรกลไฟฟ้าเพื่อทำความเข้าใจเกี่ยวกับพฤติกรรมของมอเตอร์ด้วย)

นอกจากความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลและเฮดแล้ว ผู้ผลิตยังแสดงข้อมูลสำคัญอื่นๆในกราฟสมรรถนะของปั๊ม ได้แก่ ประสิทธิภาพ, กำลังขับที่ปั๊มต้องการ และความดันบวกด้านดูดที่ปั๊มต้องการ ($NPSH_R$) ดังตัวอย่างในรูปที่ 6.5



รูปที่ 6.5 ตัวอย่างกราฟสมรรถนะรวมของหอยโข่ง

$NPSH_R$ $NPSH_A$ และแควิเตชั่น

กราฟชุดล่างสุดในรูปที่ 6.5 แสดงค่าความดันบวกด้านดูดที่ต้องการ (Net positive suction pressure required - $NPSH_R$) เป็นค่าความดันสัมบูรณ์ขั้นต่ำที่ต้องมีที่ทางเข้าของปั๊มเพื่อป้องกันไม่ให้ของเหลวในปั๊มกลายเป็นไอ เพราะหากความดันต่ำจนของเหลวกลายเป็นไอ จะทำให้เกิดฟองอากาศในท่อทางดูด ทำให้เกิดเสียงและการสั่นสะเทือน ทำให้ปั๊มมีประสิทธิภาพลดลง และเมื่อฟองอากาศปะทะกับใบปั๊มซึ่งหมุนด้วยความเร็วสูง ใบปั๊มจะเกิดการสึกกร่อนเสียหายเป็นรูพรุน เรียกว่าแควิเตชั่น (Cavitation)

การที่ความดันด้านดูดลดต่ำลงกว่าค่า $NPSH_R$ เกิดได้จากหลายสาเหตุ เช่นจากการดูดน้ำขึ้นจากระดับต่ำกว่าปั๊มมาก หรือจากการใช้ท่อทางดูดขนาดเล็กหรือมีการหรี่วาล์วด้านดูดลงมากๆ จนทำให้ความดันในของเหลวตกลงมากก่อนเข้าปั๊ม

ความดันบวกด้านดูดที่มีอยู่ (Net positive suction pressure available – $NPSH_A$) คิดจากระดับน้ำด้านดูด ความสูญเสียในท่อทางดูด และความดันไอดังสมการ (6.8) โดยในการออกแบบจะต้องให้ $NPSH_A$ สูงกว่า $NPSH_R$ เสมอ

$$NPSH_A = p_{atm} - (z + p_{vapor} + h_{L-suction}) \tag{6.8}$$

เมื่อ p_{atm} = ความดันบรรยากาศ (ตาราง 6.1)

z = ระดับน้ำที่ด้านดูดเมื่อเทียบกับปั๊ม (ต่ำกว่าปั๊มเป็นบวก)

p_{vapor} = ความดันไอของของเหลว ณ อุณหภูมิใช้งาน (ตาราง 6.2)

$h_{L-suction}$ = ความดันตกที่ท่อทางดูดก่อนเข้าปั๊ม

ตารางที่ 6.1 ความดันบรรยากาศกับระดับความสูง

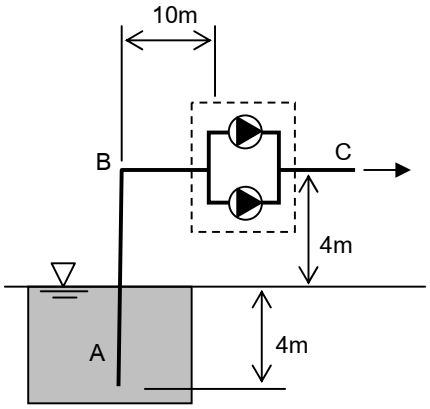
ระดับความสูง (m.)	ความดันบรรยากาศ (m.WA.)
-1000	11.61
-800	11.34
-600	11.08
-400	10.83
-200	10.57
0 (ระดับน้ำทะเล)	10.33
200	10.08
400	9.85
600	9.61
800	9.38
1,000	9.16
1,200	8.94
1,400	8.72
1,600	8.51
1,800	8.30
2,000	8.09

ตารางที่ 6.2 ความดันไอของน้ำกับอุณหภูมิ

อุณหภูมิ (°C)	ความดันไอของน้ำ (m.WA.)
0	0.089
5	0.094
10	0.120
20	0.233
30	0.435
40	0.757
50	1.26
60	2.03
70	3.17
80	4.82
90	7.15
100	10.33

ตัวอย่าง 6.1

หากท่อทางดูดของปั๊มน้ำในรูปด้านล่าง มีขนาด DN80 และปั๊มต้องการ $NPSH_R$ = 5 m.WA. เมื่อทำงานที่อัตราการไหล 600 lpm อุณหภูมิน้ำ 30 °C และปั๊มตั้งอยู่ที่ความสูง 1,000 เมตรจากระดับน้ำทะเล จงตรวจสอบว่าจะมีปัญหาจากแคว์เตชั่นหรือไม่ (ให้คิดความดันลดในวาล์วและข้อต่อด้านดูดเป็น 50% ของความยาวท่อ)



วิธีทำ

จากตาราง 6.1 ความดันบรรยากาศที่ความสูง 1,000 เมตรจากระดับน้ำทะเล

$$p_{atm} = 9.16 \text{ m.WA.}$$

ระดับน้ำทางดูดต่ำกว่าปั๊ม z = 4 m.WA.

จากตาราง 6.2 ความดันไอของน้ำที่ 30 °C $p_{vapor} = 0.435$ m.WA.

ท่อทางดูดขนาด DN80 ที่อัตราการไหล 600 lpm มีความดันลด 5.67 m/100m ที่ความยาวท่อทางดูด 18 m คิดเป็นความดันลดในท่อทางดูด

$$h_{L-suction} = (5.67 \times 18) / 100 + 50\% = 1.53 \text{ m.WA.}$$

แทนค่าทั้งหมดลงในสมการ (6.8) จะได้

$$NPSH_A = p_{atm} - (z + p_{vapor} + h_{L-suction}) = 9.16 - (4 + 0.435 + 1.53) = 3.195 \text{ m.WA.}$$

มีโอกาสเกิดแคว์เตชั่น เนื่องจาก $NPSH_A < NPSH_R$ ตอบ

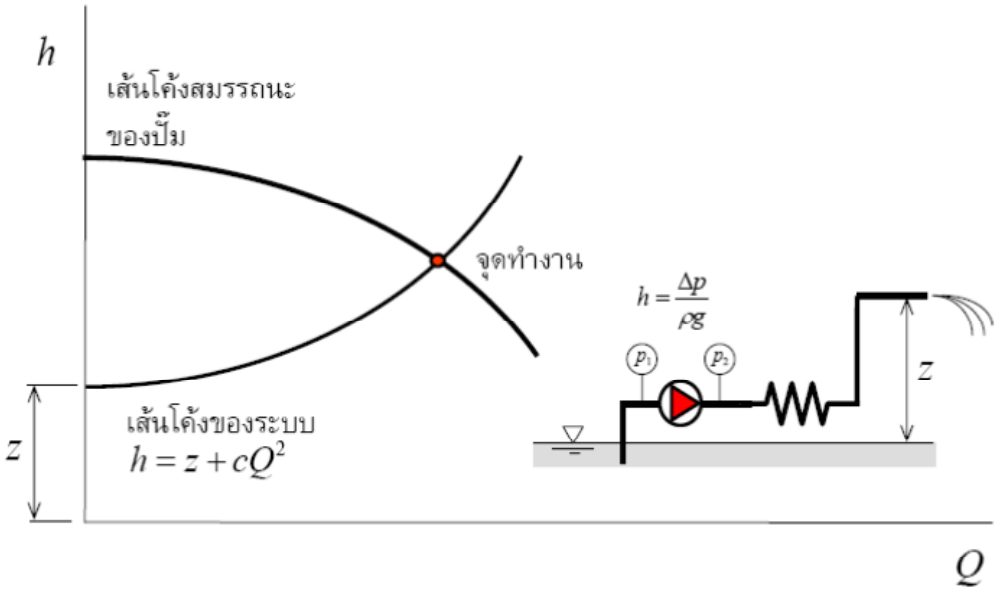
นอกจากการออกแบบให้ระบบมี $NPSH_A$ เพียงพอแล้วยังมีวิธีหลีกเลี่ยงการเกิดแควิเตชั่นโดยการออกแบบระบบให้มี $NPSH_R$ ต่ำลงซึ่งทำได้หลายวิธี เช่น

- เลือกใช้ปั๊มที่มีขนาดเล็กหลายๆตัว
- เลือกใช้ปั๊มแบบที่ใบพัดดูดน้ำเข้าได้สองทางได้แก่ปั๊มแบบ split case
- เลือกใช้ปั๊มที่มีความเร็วต่ำ

เป็นต้น

6.2 จุดทำงาน

จากบทที่ 4 จะเห็นได้ว่าระบบจะมีความดันลดเกิดขึ้นเป็นฟังก์ชั่นของอัตราการไหลกำลังสองซึ่งเมื่อนำมาเขียนบนกราฟเดียวกันกับเส้นโค้งสมรรถนะของปั๊ม จะพบว่ามีจุดตัดเกิดขึ้น ซึ่งเรียกว่าจุดทำงาน ตามรูปที่ 6.6



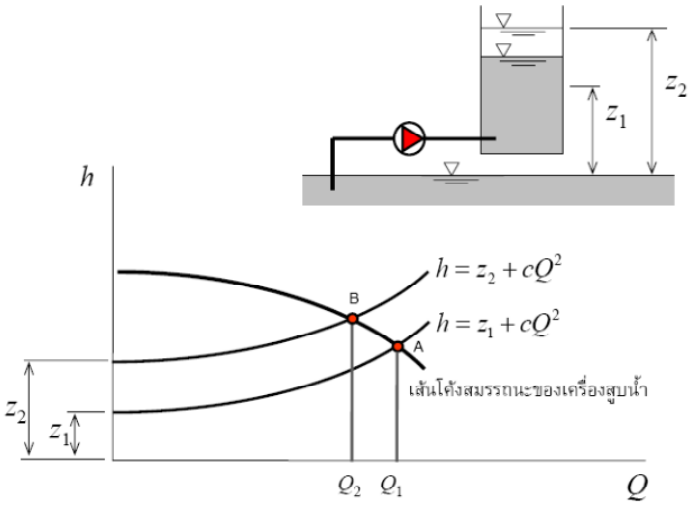
รูปที่ 6.6 จุดทำงานของระบบ

ในการใช้งานจริงความต้องการอัตราการไหลอาจไม่เป็นไปตามที่ออกแบบจึงต้องมีการปรับเปลี่ยนจุดทำงานของระบบ นอกจากนี้การใช้งานในบางประเภทอาจต้องการความดันที่คงที่ เมื่ออัตราการไหลเปลี่ยนแปลงไป ทำให้ต้องมีการควบคุมการทำงานของปั๊มเพื่อให้ได้สภาวะการไหลที่ตรงกับความต้องการจริง

การควบคุมปั๊มทำได้หลายวิธีตั้งแต่การใช้ถังเก็บความดันและสวิทช์ความดันเพื่อควบคุมการเดินและหยุดของปั๊ม การใช้วาล์วควบคุม ไปจนถึงการปรับความเร็วรอบ และการใช้ปั๊มหลายชุดทำงานร่วมกัน ต่อไปนี้เป็นประเด็นที่เกี่ยวกับจุดทำงานและการควบคุมปั๊ม

จุดทำงานในระบบที่มีความสูงเปลี่ยนแปลง

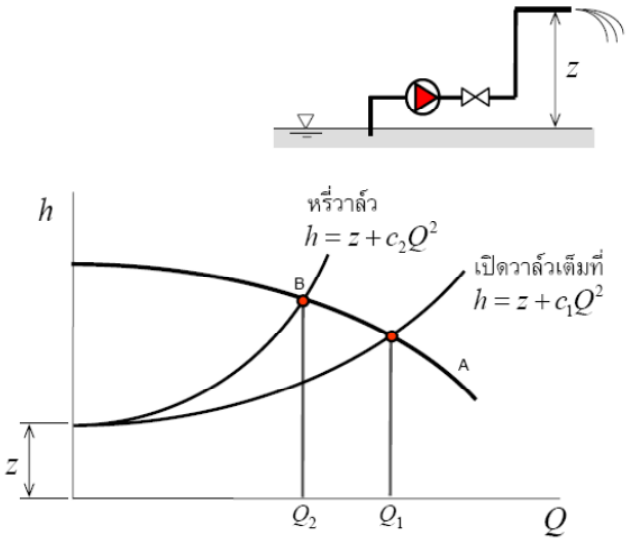
ตัวอย่างของระบบที่มีความสูงเปลี่ยนแปลงเช่นการปั๊มน้ำเข้าถังสูงโดยต่อท่อเข้าทางก้นถังซึ่งระดับน้ำในถังจะสูงขึ้นเรื่อยๆ หรือการสูบน้ำจากถังขนาดเล็กซึ่งระดับน้ำจะลดลงเรื่อยๆ การเปลี่ยนแปลงของระดับน้ำทำให้เฮดความสูงเปลี่ยนแปลงไปทำให้ปั๊มเปลี่ยนจุดทำงาน ดังตัวอย่างในรูปที่ 6.7 ทั้งนี้เมื่อระดับน้ำสูงถึงขีดจำกัดของปั๊ม ปั๊มก็จะทำงานโดยไม่มีการไหลเกิดขึ้นเสมือนมีการปิดวาล์วทางส่ง



รูปที่ 6.7 การเปลี่ยนจุดทำงานเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงเฮดความสูง

จุดทำงานเมื่อมีการหรี่วาล์ว

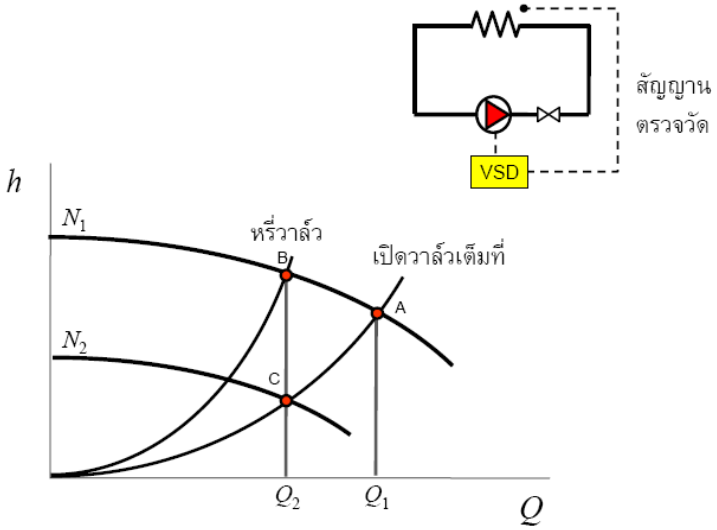
การหรี่วาล์วเป็นการเปลี่ยนเส้นโค้งของแรงต้านทานในระบบให้ชันขึ้น ใช้เมื่อต้องการลดอัตราการไหลให้เหมาะสมกับการใช้งาน ซึ่งจะมีผลต่อจุดทำงานของปั๊มคือทำให้เลื่อนไปทางซ้ายมือคือมีอัตราการไหลที่ลดลง ดังรูปที่ 6.8 ทั้งนี้การหรี่วาล์วไม่ควรทำที่ด้านดูดเพราะอาจทำให้เกิดคาวิเตชั่น



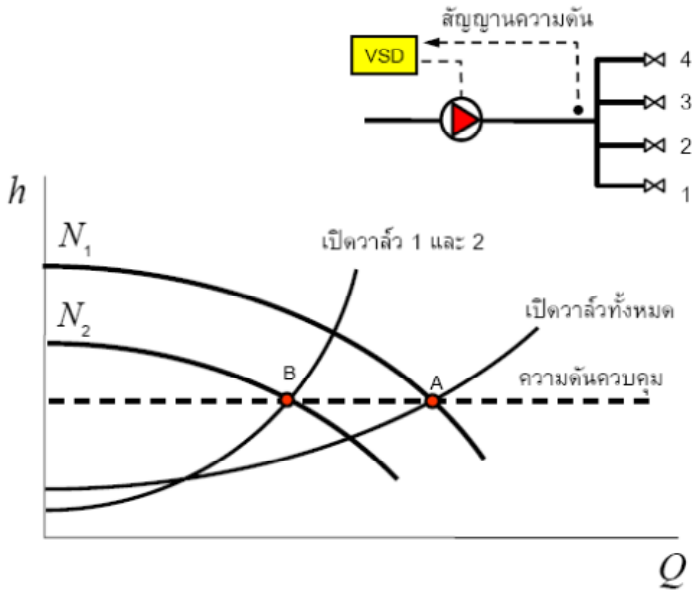
รูปที่ 6.8 การเปลี่ยนจุดทำงานเมื่อมีการหรี่วาล์ว

การควบคุมจุดทำงานด้วยการปรับความเร็วรอบ

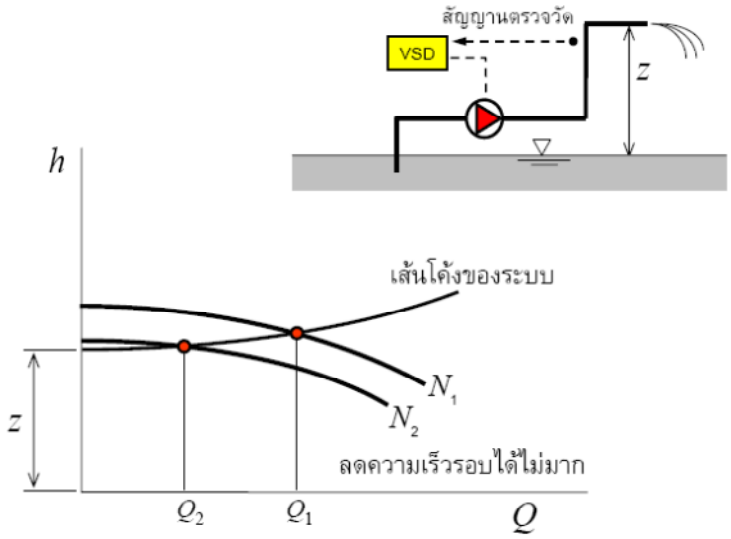
การปรับความเร็วรอบ (Variable Speed Drive – VSD) เป็นการควบคุมอัตราการไหลที่มีประสิทธิภาพเชิงพลังงานสูงสุด ทำได้โดยใช้อุปกรณ์อิเลคทรอนิกส์ที่เรียกว่าอินเวอร์เตอร์ (Inverter) มาปรับความถี่ของกระแสไฟฟ้าที่จ่ายเข้ามอเตอร์ หลักการของการปรับความเร็วรอบมาจากกฎของความเสมือนในสมการ (6.7) ซึ่งเมื่อลดความเร็วรอบลงอัตราการไหลและความดันของปั๊มจะลดลง และการใช้พลังงานของปั๊มจะลดลงเป็นกำลังสามของสัดส่วนความเร็วที่ลดลงจึงเป็นการประหยัดพลังงานอย่างมากเมื่อเทียบกับการหรี่วาล์ว วิธีการนี้เหมาะกับการควบคุมปริมาณน้ำหมุนเวียนในระบบ เช่นลดอัตราการไหลลงตามอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นดังรูปที่ 6.9 หรือควบคุมปั๊มให้ทำงานตามอัตราความต้องการน้ำในระบบโดยการควบคุมแรงดันให้คงที่ดังรูปที่ 6.10 เป็นต้น แต่วิธีการนี้จะไม่เหมาะกับการควบคุมอัตราการไหลในระบบที่มีความดันสถิตย์สูงเพราะเมื่อลดรอบลงปั๊มอาจไม่สามารถเอาชนะแรงต้านเนื่องจากความดันสถิตย์ได้ดังรูปที่ 6.11



รูปที่ 6.9 การควบคุมอัตราการไหลด้วยการปรับความเร็วรอบเปรียบเทียบกับการหรี่วาล์ว



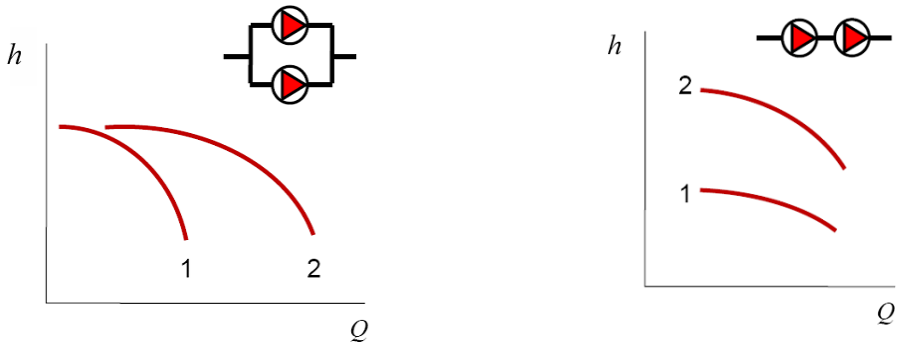
รูปที่ 6.10 การปรับความเร็วรอบเพื่อรักษาความดัน



รูปที่ 6.11 ปัญหาของการควบคุมด้วยการปรับความเร็วรอบในระบบที่มีเฮดจากความสูงมาก

การต่อปั๊มแบบขนานและอนุกรม

การเดินปั๊มสองตัวที่มีขนาดเท่ากันขนานกันทำให้ได้อัตราการไหลรวมเพิ่มขึ้นเป็นสองเท่าที่ความดันคร่อมปั๊มเท่าเดิม ขณะที่การเดินปั๊มสองตัวที่มีขนาดเท่ากัน โดยต่อแบบอนุกรมจะทำให้ได้ความดันเป็นสองเท่าที่อัตราการไหลเท่าเดิม ตามรูปที่ 6.12 (ก) และ (ข) ตามลำดับ

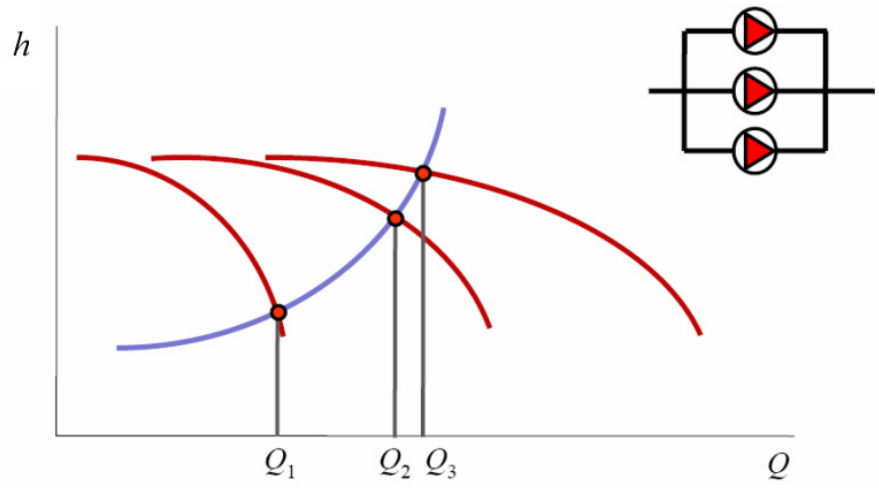


(ก) (ข)

รูปที่ 6.12 การใช้ปั๊มหลายตัว (ก) การต่อปั๊มแบบขนาน (ข) การต่อปั๊มแบบอนุกรม

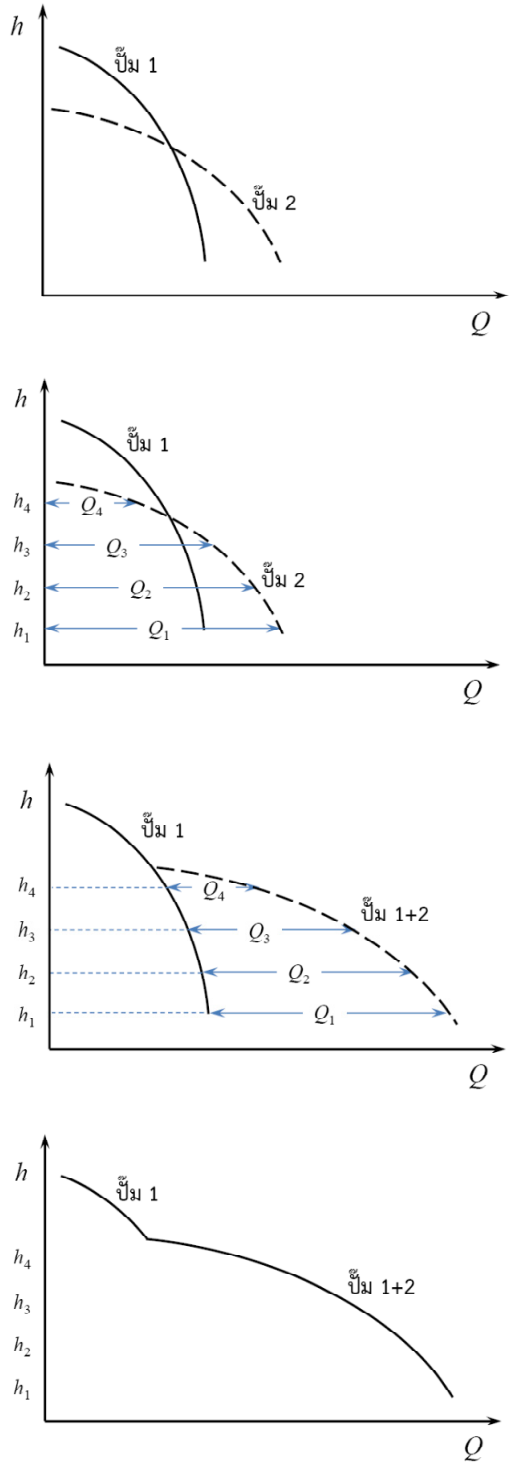
เมื่อระบบท่อต้องการแรงดันสูงเกินกว่าที่ปั๊มปกติที่มีใบพัดเดียวจะทำได้ ผู้ออกแบบสามารถเลือกใช้ปั๊มแบบหลายสเตจ (Multi-stage Pump) ซึ่งเปรียบเสมือนการนำปั๊มใบเดี่ยวมาต่ออนุกรมกันในปั๊มตัวเดียว แต่หากไม่สามารถหาปั๊มแบบหลายสเตจที่สามารถทำอัตราการไหลและความดันที่ต้องการได้ ก็สามารถนำปั๊มใบพัดเดี่ยวที่เหมือนกันมาต่ออนุกรมกัน โดยกรณีนี้ปั๊มตัวที่รับน้ำต่อจากปั๊มต้นทางจะมีความดันด้านดูดสูงและมีความดันภายในปั๊มสูง ผู้ออกแบบจะต้องตรวจสอบไม่ให้ความดันในปั๊มแต่ละตัวเกินความดันสูงสุดที่ปั๊มทำงานได้ (Maximum Allowable Working Pressure - MAWP) ที่ผู้ผลิตปั๊มระบุไว้

ในการออกแบบระบบท่อเพื่อใช้กับการเดินปั๊มแบบขนาน ท่อต้องมีขนาดใหญ่พอสำหรับอัตราการไหลที่ต้องการเมื่อเดินปั๊มขนานกัน โดยใช้การหรี่วาล์วเมื่อเดินปั๊มตัวเดียวเพื่อป้องกันการโอเวอร์โหลด ซึ่งหากท่อมีขนาดไม่ใหญ่พอการเดินปั๊มขนานจะให้อัตราการไหลมากกว่าการเดินปั๊มตัวเดียวเพียงเล็กน้อย ซึ่งจะเป็นการสิ้นเปลืองพลังงานโดยใช่เหตุ รูปที่ 6.13 แสดงการเดินปั๊ม 3 ตัวขนานกันในกรณีที่ท่อมีขนาดเล็กเกินไปสำหรับใช้ปั๊ม 3 ตัวขนานกัน



รูปที่ 6.13 จุดทำงานของระบบเมื่อใช้ปั๊มหลายตัว

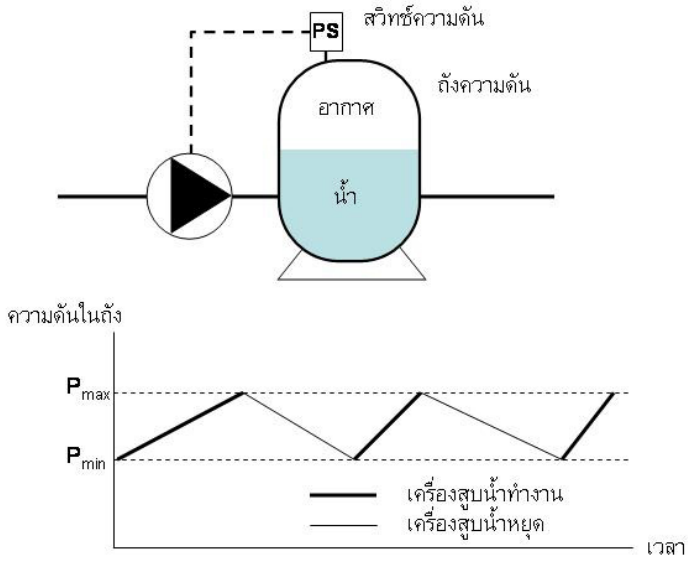
ในกรณีที่ปั๊มสองตัวมีเส้นโค้งสมรรถนะไม่เหมือนกัน เมื่อนำมาขนานกัน อัตราการไหลที่ความดันเดียวกันจะถูกนำมาบวกกันตามรูปที่ 6.14 ซึ่งจะพบว่าในช่วงแรกปั๊ม 2 จะทำงานที่สภาพไม่มีอัตราการไหล เนื่องจากปั๊ม 2 ทำเฮดได้ไม่ถึง



รูปที่ 6.14 การขนานปั๊มที่มีเส้นโค้งสมรรถนะต่างกัน

การใช้ถังความดัน

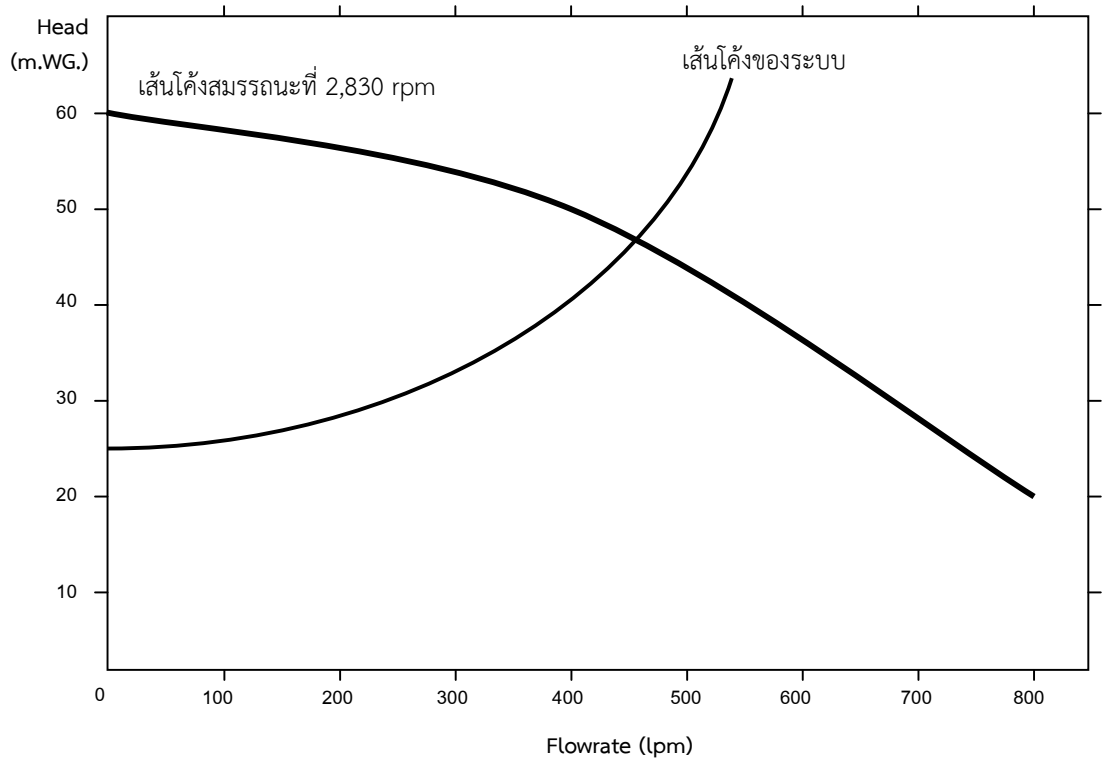
การควบคุมปั๊มในระบบขนาดเล็กมักใช้ร่วมกับถังความดันโดย ให้ปั๊มต่อเข้ากับถังความดัน จากนั้นจึงนำน้ำที่มีความดันจากถังความดันไปใช้ การเดินและหยุดของปั๊มถูกควบคุมด้วยสวิทช์ความดันที่ติดตั้งอยู่กับถังความดัน ด้วยวิธีการนี้น้ำที่ได้จะมีความดันแกว่งขึ้นลงอยู่ในช่วงความดันช่วงหนึ่งตามจังหวะการตัดต่อของปั๊ม ตามรูปที่ 6.15



รูปที่ 6.15 การควบคุมปั๊มด้วยการเดิน-หยุด

ตัวอย่าง 6.2

จากเส้นโค้งของระบบ และเส้นโค้งสมรรถนะของปั๊มซึ่งหมุนที่ความเร็วรอบปกติ 2,830 rpm ตามรูปด้านล่าง หากทำการลดความเร็วรอบของปั๊มลงเหลือ 2,000 rpm อัตราการไหลในระบบจะลดลงเหลือเท่าใด? จะลดความเร็วรอบของปั๊มได้ต่ำที่สุดเท่าไร?



วิธีทำ

ใช้กฎของความเสมือนจากสมการ (6.7) เพื่อสร้างเส้นโค้งสมรรถนะของปั๊มขั้นใหม่ จากการลดความเร็วรอบ $N_1 = 2,830\,\text{rpm}$ ลงเหลือ $N_1 = 2,000\,\text{rpm}$ ได้ความสัมพันธ์คือ

อัตราการไหล

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right) \quad \Rightarrow \quad Q_2 = Q_1\left(\frac{N_2}{N_1}\right) = Q_1\left(\frac{2,000}{2,830}\right) \quad \Rightarrow \quad Q_2 = 0.7Q_1$$

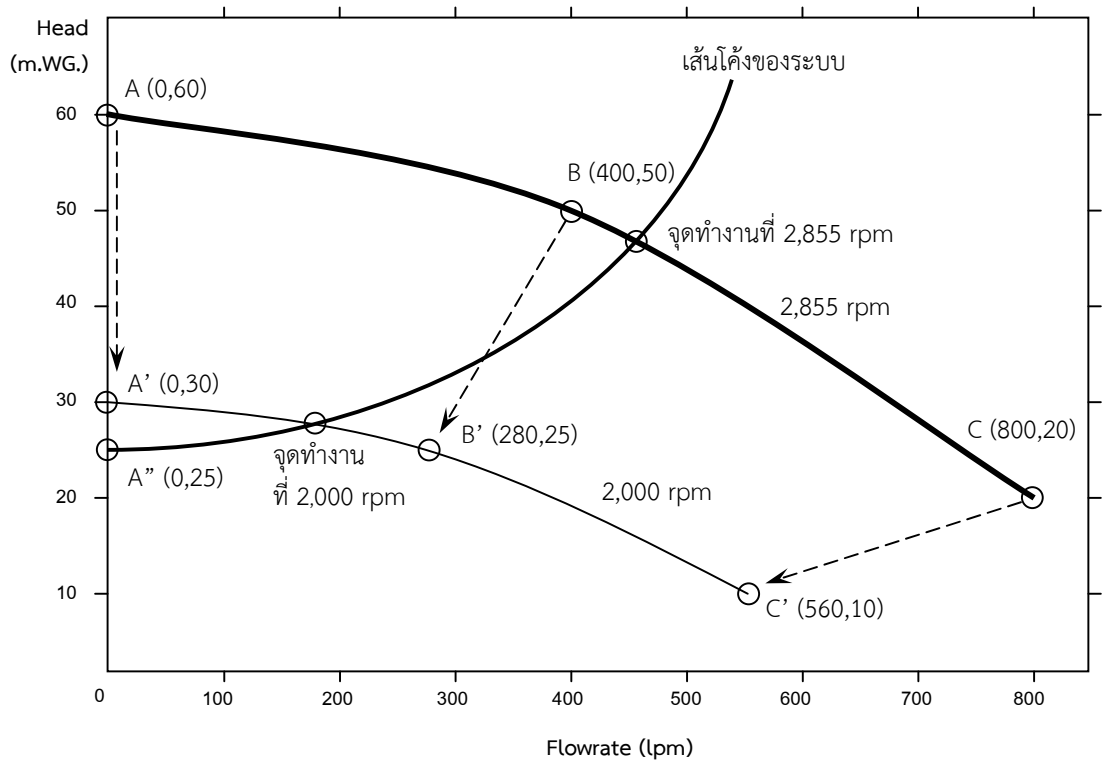
เฮด $$\frac{h_1}{h_2}=\left(\frac{N_1}{N_2}\right)^2 \quad \Rightarrow \quad h_2=h_1\left(\frac{N_2}{N_1}\right)=h_1\left(\frac{2{,}000}{2{,}830}\right)^2 \quad \Rightarrow \quad h_2=0.5h_1$$

จากนั้นเลือกจุด 3 จุดบนเส้นโค้งสมรรถนะที่ความเร็วรอบ 2,830 rpm ได้แก่จุด A B และ C เพื่อนำมาเฮด และอัตราการไหลใหม่คือ

	2,830 rpm	
จุด\สมรรถนะ	Q_1	h_1
A	0 lpm	60 m.
B	400 lpm	50 m.
C	800 lpm	20 m.

	2,000 rpm	
จุด\สมรรถนะ	$Q_2=0.7Q_1$	$h_1=0.5h_1$
A’	0 lpm	30 m.
B’	280 lpm	25 m.
C’	560 lpm	10 m.

นำจุดทั้ง 3 ไปเขียนลงในกราฟ h-Q เดิมแล้วสร้างเส้นสมรรถนะของปั๊มที่ 2,000 rpm จะได้จุดตัดกับเส้นโค้งของระบบซึ่งเป็นจุดทำงานใหม่อยู่ที่ 180 lpm@ 28 m.WG. ตอบ



ความเร็วรอบต่ำที่สุดของปั๊มที่ยังสามารถทำงานได้คำนวณได้จากเฮดความสูงของระบบ คือที่จุด A” ในรูปด้านบน ดังนั้นจะลดความเร็วรอบลงได้จนเฮดสูงสุดของปั๊มมีค่าไม่ต่ำกว่า 25 m.WG. ซึ่งคิดความเร็วรอบตามกฎของความเสมือนได้ดังนี้

$$\frac{h_1}{h_3}=\left(\frac{N_1}{N_3}\right)^2 \quad \Rightarrow \quad N_3 = N_1\sqrt{\frac{h_3}{h_1}} = 2{,}830\sqrt{\frac{25}{60}} \quad \Rightarrow \quad N_3 = 1{,}827 \text{ rpm} \qquad \underline{\text{ตอบ}}$$

ข้อสังเกต

หากนำกฎของความเสมือนมาคำนวณใช้กับจุดทำงานที่ 2,830 rpm โดยตรงโดยไม่ทำการหาเส้นโค้งสมรรถนะใหม่ จะได้คำตอบที่ผิดพลาดไปมาก เนื่องจากระบบมีเฮดความสูงค่อนข้างมาก

6.3 การเลือกปั๊ม

การเลือกปั๊มควรพิจารณาเลือกปั๊มที่ทำงาน ณ จุดที่มีประสิทธิภาพสูงสุด (Best efficiency point – BEP) สำหรับอัตราการไหลและความดันที่ต้องการ โดยพิจารณาจากข้อมูลของผู้ผลิต เพราะค่าใช้จ่ายด้านพลังงานของปั๊มจะสูงกว่าราคาของปั๊มหลายเท่าตัว

ผู้ผลิตมักระบุขนาดของปั๊มนิยมระบุเป็น อัตราการไหล และความดันหรือเฮด ณ จุดทำงานที่เหมาะสมของปั๊มนั้นๆ และระบุความเร็วรอบ โดยบางครั้งอาจบอกเป็นช่วงการทำงานด้วยการระบุจุดสองจุดบนเส้นโค้งสมรรถนะ เช่น

Q max/min	25/54 m^3/h
H max/min	86/75 m WG
speed	2,890 rpm

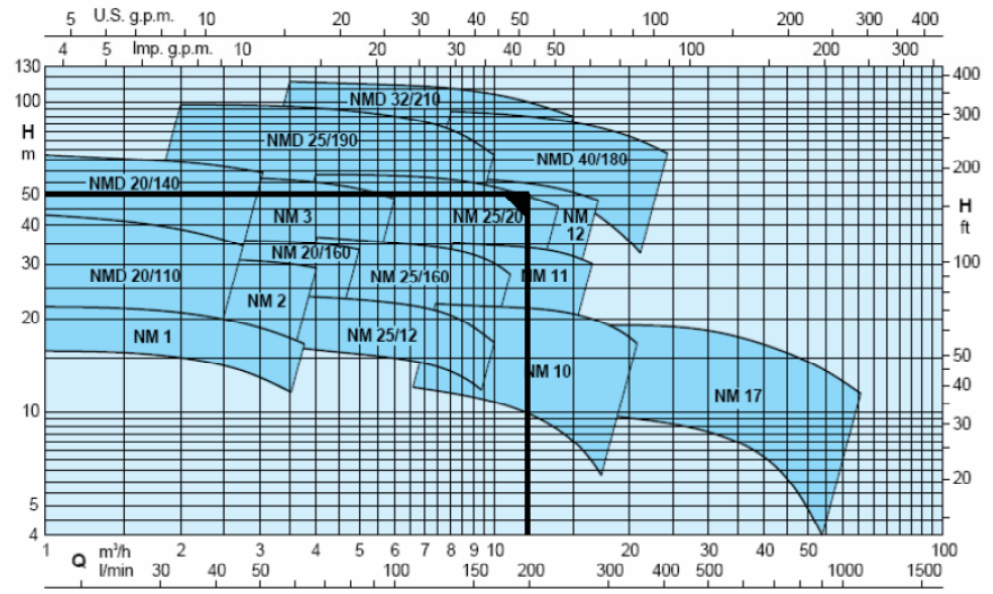
โดยในส่วนของเฮด บางครั้งจะเขียนลงท้ายด้วย WG ดังตัวอย่างข้างต้น ซึ่งย่อมาจาก Water Gauge หรือลงท้ายด้วย TDH ซึ่งย่อมาจาก Total Dynamic Head

ตัวอย่าง 6.3

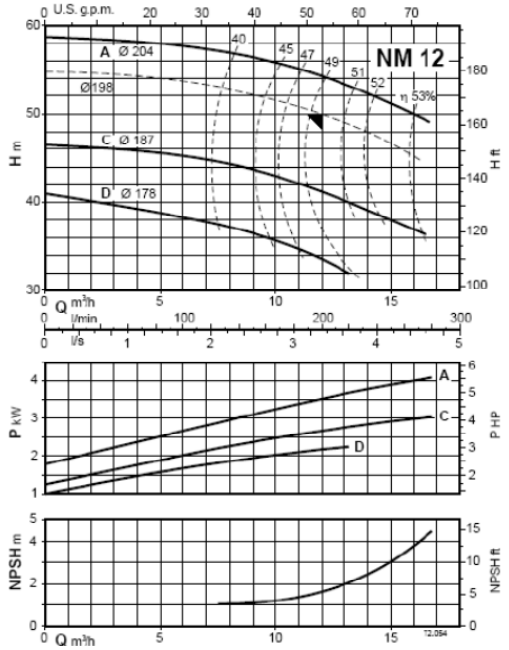
จงเลือกปั๊มที่เหมาะสมสำหรับการเติมน้ำในถังสูงจากตัวอย่าง 5.1

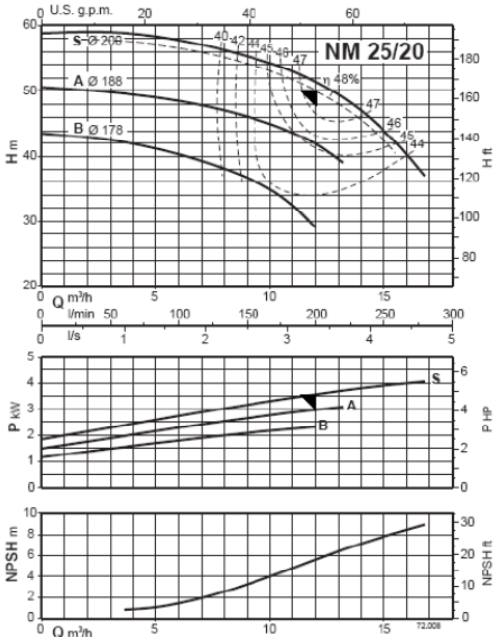
วิธีทำ

จากตัวอย่าง 5.1 ระบบต้องการอัตราการไหล 200 lpm ที่ความดัน 4.94 barG โดยใช้ท่อส่งขนาด DN50 นำข้อมูลมาพิจารณาจากแคตตาล๊อกปั๊ม แบบดูดจากปลาย ซึ่งมีช่วงการทำงานให้เลือกตามรูปต่อไปนี้ จะเห็นได้ว่าจุดทำงานอยู่ในช่วงของปั๊มรุ่น ตรงกับ NM12 และ NM25/20



เมื่อพิจารณาเปรียบเทียบปั๊มทั้งสองรุ่นที่ความดันและอัตราการไหลที่ต้องการ พบว่าปั๊มรุ่น NM12 มีประสิทธิภาพดีกว่า และมีขนาดที่ใกล้เคียงกัน ทั้งนี้สามารถทำการตัดแต่งขนาดใบลงเล็กน้อยตามกฎความเสมือนของปั๊มเพื่อให้ได้ความดันและอัตราการไหลที่ต้องการพอดี เป็นการลดการใช้พลังงานของปั๊ม

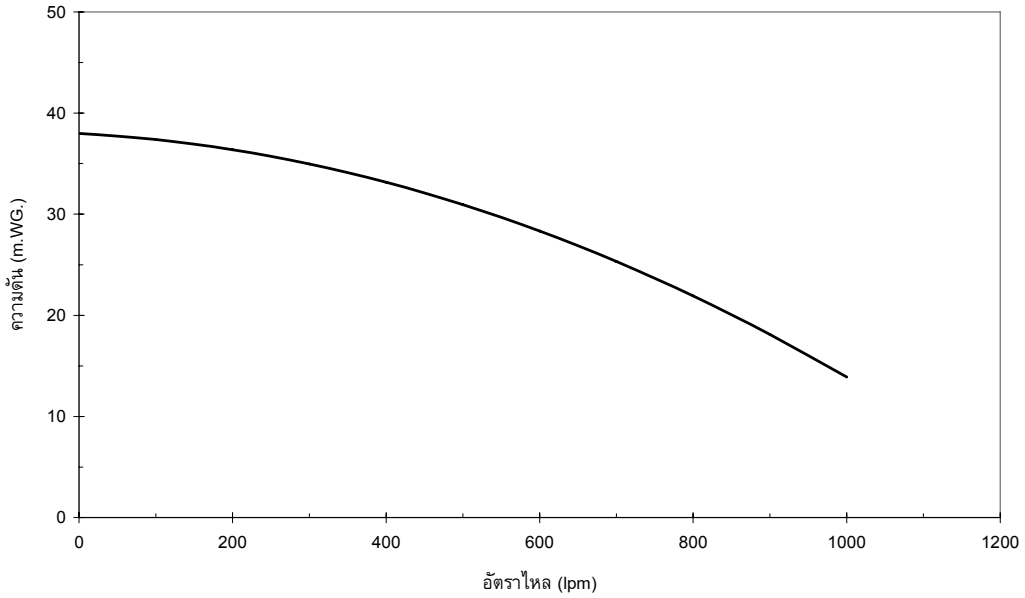




ดังนั้นเลือกปั๊ม NM12 ตอบ

ตัวอย่าง 6.4

หากการหมุนเวียนน้ำในระบบน้ำหล่อเย็นตามตัวอย่างที่ 5.4 ทำโดยใช้ปั๊มที่มีเส้นโค้งสมรรถนะตามด้านล่าง จำนวน 2 ตัวต่อขนานกัน จงทำนายจุดทำงานจริงของระบบ



วิธีทำ

จากตัวอย่าง 5.3 ระบบต้องการทำงานด้วยอัตราการไหล 900 lpm ที่ความดัน 23.1 m.WG. โดยความดันนี้มีส่วนที่เป็นความดันที่แปรผันกับอัตราการไหลอยู่ 21.6 m และเป็นความดันสถิตอยู่ 1.5 m ดังนั้นการตอบสนองของระบบมีลักษณะดังสมการ

$$h = z + cQ^2$$

เมื่อ z คือความดันสถิตย์ (1.5 m) หากแทนอัตราการไหลและเฮดที่จุดทำงานลงไปในสมการข้างต้น สามารถหาค่าคงที่ c ได้จาก

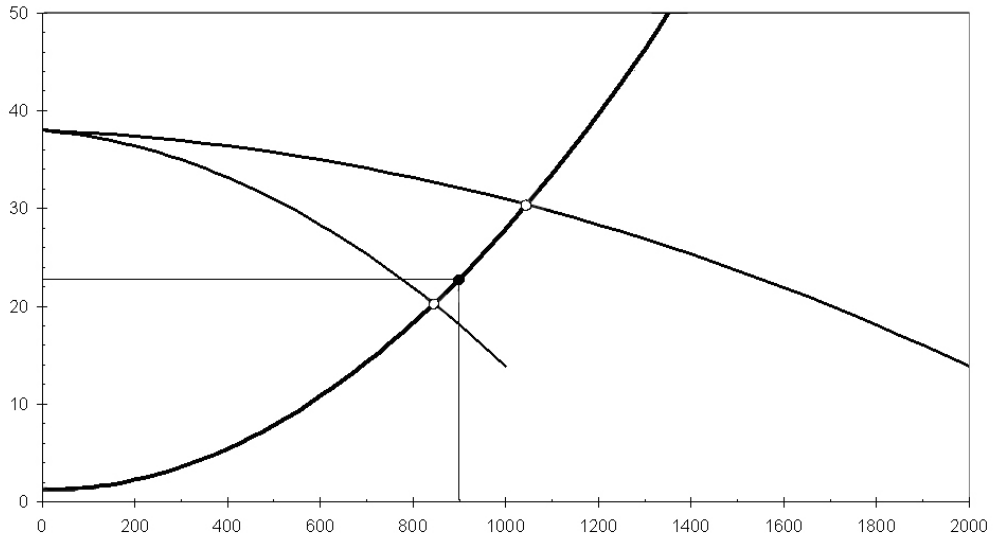
$$c = \left(h - z\right)/Q^2 = \left(23.1 - 1.5\right)/900^2 = 2.67 \times 10^{-5}$$

ดังนั้น สมการเส้นโค้งของระบบคือ

$$h = 1.5 + 2.67 \times 10^{-5} Q^2$$

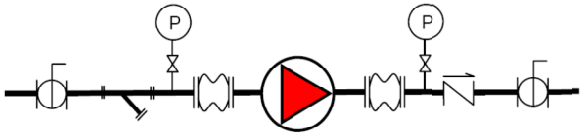
จากนั้นทำการสร้างเส้นโค้งของปั๊มสองตัวเดินขนานกัน โดยเพิ่มอัตราการไหลเป็นสองเท่าที่ความดันตกเท่าเดิม แล้วนำสมการเส้นโค้งของระบบมาเขียนร่วมกับเส้นโค้งของปั๊มเพื่อหาจุดตัดได้ดังรูปถัดไป พบว่าจุดทำงานคือ

เมื่อเดินปั๊ม 1 ตัว จะได้อัตราการไหล 840 lpm ที่ความดัน 20 m.WG.
เมื่อเดินปั๊ม 2 ตัว ขนานได้อัตราการไหล 1,040 lpm ที่ความดัน 30.5 m.WG. ตอบ

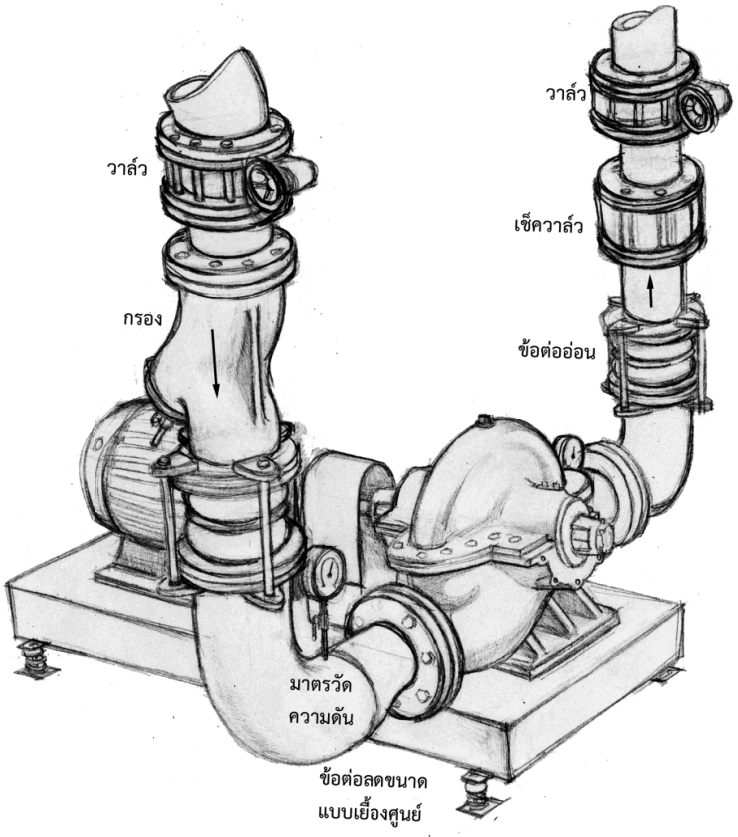


6.4 การติดตั้งปั๊ม

ในการติดตั้งปั๊มควรมีวาล์วเปิด-ปิดที่ทางดูดและทางส่งเพื่อให้สามารถปิดเพื่อถอดปั๊มและอุปกรณ์อื่นๆไปซ่อมได้ วาล์วทางด้านส่งยังใช้ในการหรี่ลดอัตราการไหลด้วย โดยลำดับการติดตั้งอุปกรณ์สำคัญตามรูปที่ 6.16 และรายละเอียดในการติดตั้งเป็นดังรูปที่ 6.17

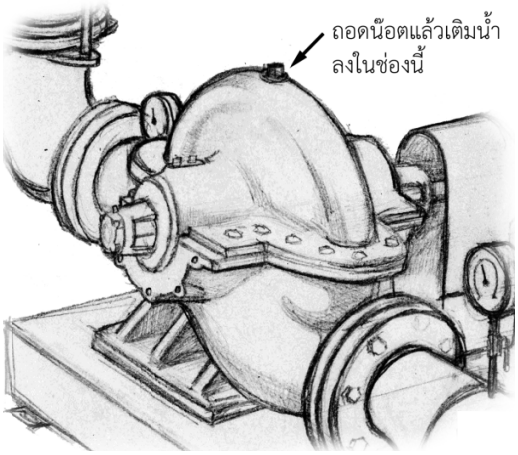


รูปที่ 6.16 ลำดับการติดตั้งอุปกรณ์ประกอบปั๊ม



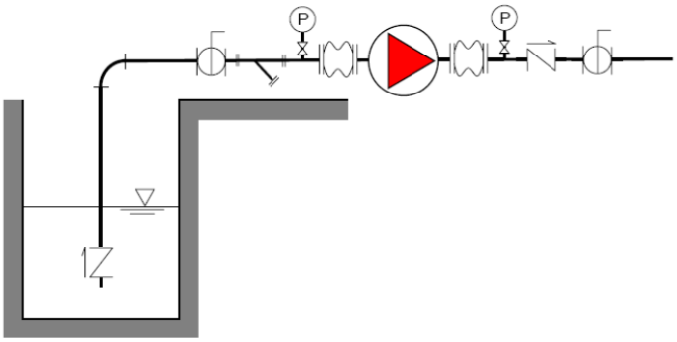
รูปที่ 6.17 รูปแสดงการติดตั้งปั๊ม

การที่ปั๊มจะทำงานสร้างแรงดูดได้ภายในตัวปั๊มและท่อทางดูดจะต้องมีน้ำอยู่ ดังนั้นในการเริ่มเดินปั๊มโดยที่ในปั๊มไม่มีน้ำ จะต้องทำการล่อน้ำ หรือ ไพรมมิ่ง (priming) คือการเปิดช่องด้านบนของปั๊มตามรูปที่ 6.18 เพื่อเติมน้ำให้เต็มปั๊มก่อน

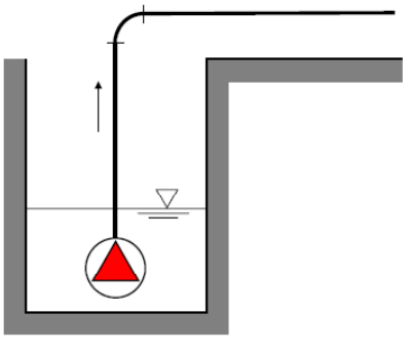


รูปที่ 6.18 การล่อน้ำ

การดูดน้ำจากแหล่งน้ำที่มีระดับน้ำต่ำกว่าทางดูดของปั๊มจะต้องมีการติดตั้งวาล์วกันย้อนที่ปลายท่อ (Foot valve) ตามรูปที่ 6.19 ซึ่งโดยทั่วไปหากระดับน้ำต่ำกว่าท่อทางดูดของปั๊มเกิน 5 เมตรจะเปลี่ยนไปใช้ปั๊มแบบแช่ในน้ำ (Submersible pump) ดังรูปที่ 6.20 เพื่อหลีกเลี่ยงปัญหาการเกิดฟองอากาศที่ท่อส่งดูด

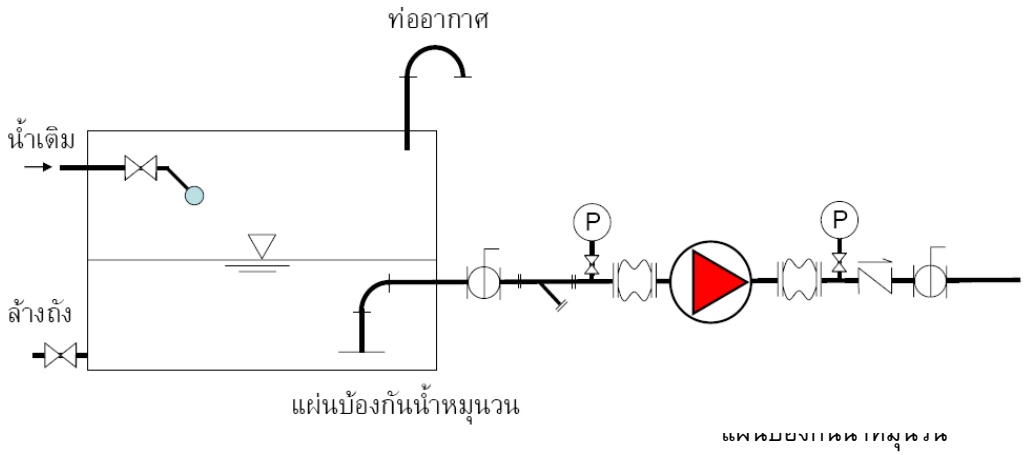


รูปที่ 6.19 การดูดน้ำจากระดับต่ำกว่าท่อทางดูดของปั๊ม



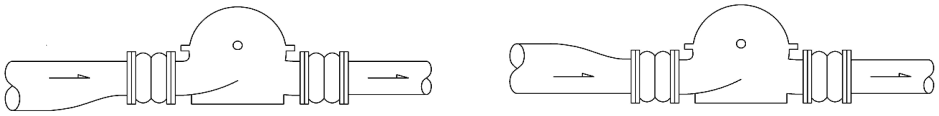
รูปที่ 6.20 การใช้ปั๊มแบบแช่ในน้ำ

ในการดูดน้ำจากถังบางครั้งเมื่อระดับน้ำต่ำลงใกล้ระดับของปลายท่อทางดูดจะทำให้เกิดน้ำหมุนวน ทำให้ระดับผิวน้ำยุบลงและดูดอากาศเข้าไปส่งท่อทางดูด ดังนั้นจึงควรติดตั้งแผ่นเหล็กครอบคลุมพื้นที่ผิวรอบท่อทางดูด เรียกว่า แผ่นป้องกันน้ำหมุนวน (Vortex prevention plate) ตามรูปที่ 6.21



รูปที่ 6.21 การดูดน้ำจากถัง

การติดตั้งท่อทางดูดต้องระวังไม่ให้เกิดฟองอากาศเสมอ รูปที่ 6.22 แสดงตัวอย่างการติดตั้งข้อต่อลดขนาดแบบเยื้องศูนย์ที่เหมาะสม (ก) และไม่เหมาะสม (ข) ทั้งนี้เการติดตั้งในรูป (ข) ไม่เหมาะสมเนื่องจากทำให้ฟองอากาศที่ลอยอยู่ด้านบนของท่อ สามารถสะสมบริเวณท่อทางดูดทำให้มีพื้นที่การไหลน้อยลง

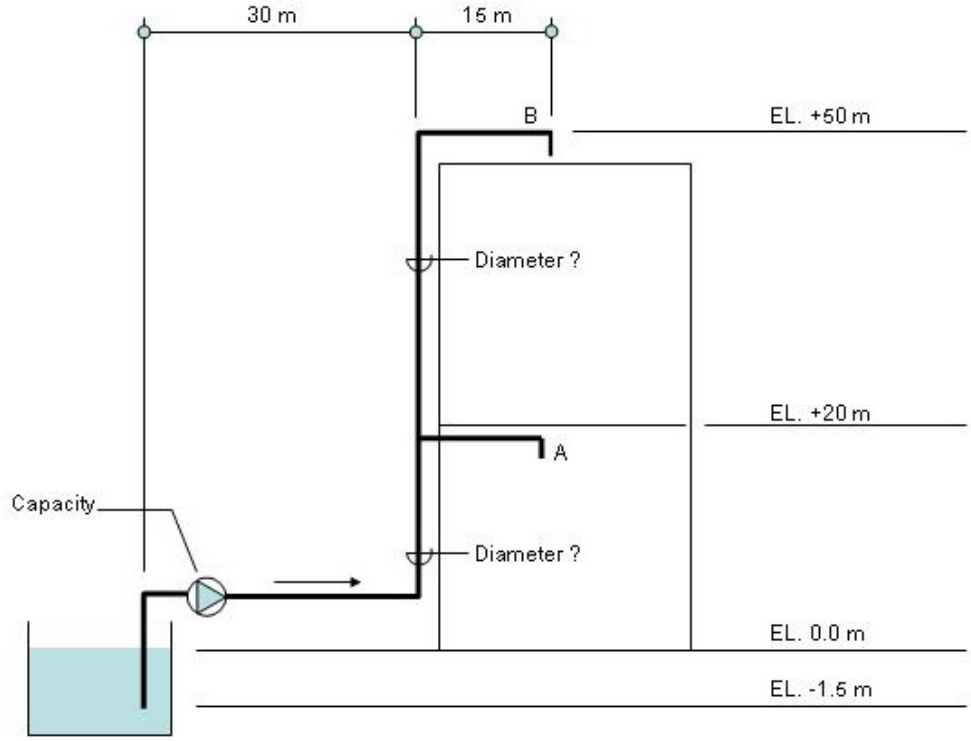


(ก) เหมาะสม (ข) ไม่เหมาะสม

รูปที่ 6.22 การติดตั้งข้อต่อลดขนาดแบบเยื้องศูนย์

แบบฝึกหัด

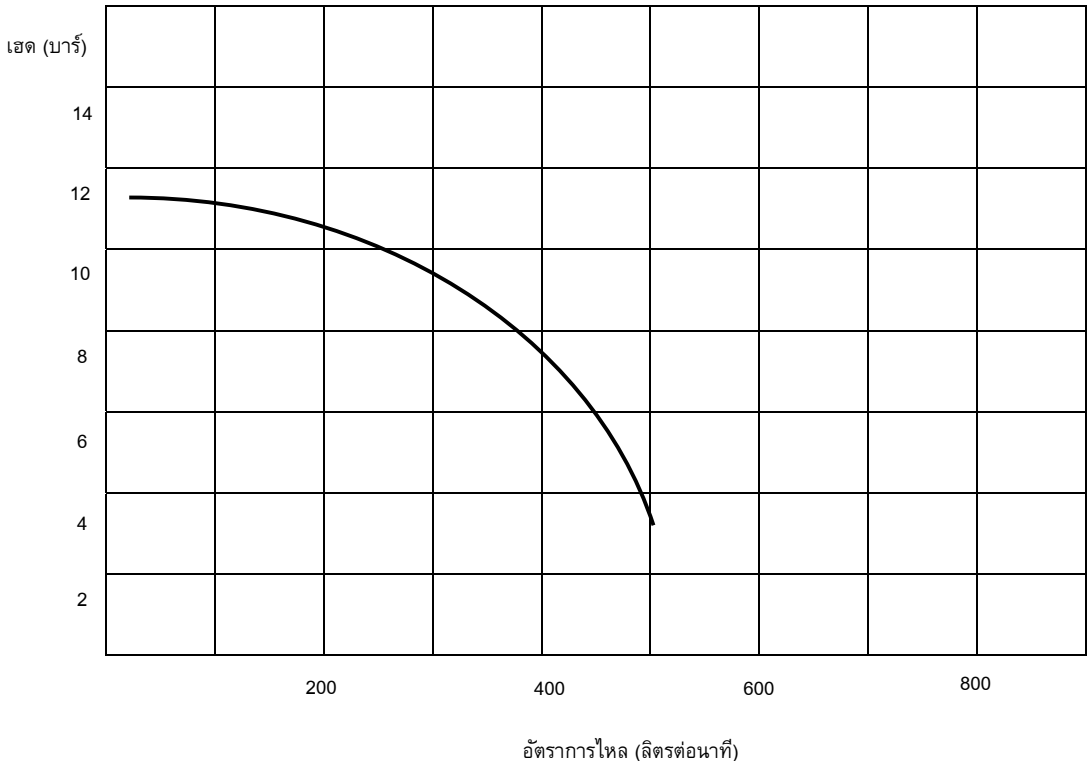
6.1) จงกำหนดขนาดท่อและคำนวณเฮดของปั๊มที่ต้องการสำหรับระบบในรูปด้านล่าง โดยความต้องการน้ำที่จุด A คือ 200 lpm ที่ความดัน 2 barG และ จุด B คือ 100 lpm ที่ความดัน 2 barG ให้คิดเผื่อความดันตกในข้อต่ออีก 25% ของความยาวท่อตรง (ใช้ท่อเหล็ก Sch40, e = 0.046 mm)



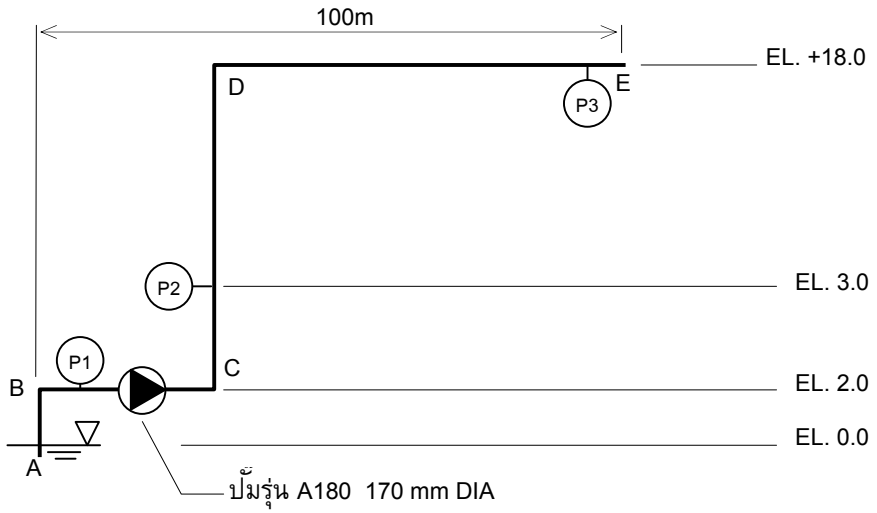
6.2) หากปั๊ม 1 ตัว ที่ติดตั้งสำหรับระบบในข้อ 6.1 มีเส้นโค้งการทำงานดังกราฟด้านล่าง

(6.2.1) จงแสดงจุดทำงานของระบบที่คาดว่าเกิดขึ้นเมื่อใช้ปั๊ม 1 ตัว และเขียนเส้นโค้งของระบบลงในกราฟ

(6.2.2) จงประเมินหาอัตราการไหลที่ปั๊มหากมีการนำปั๊มข้างต้นสองตัวมาต่อขนานกันในระบบท่อเดิม อัตราการไหลเมื่อขนานปั๊ม _____ลิตรต่อนาทีที่ความดัน_____บาร์



6.3) ใช้ข้อมูลต่อไปนี้ ตอบคำถามข้อ (6.3.1) – (6.3.3)

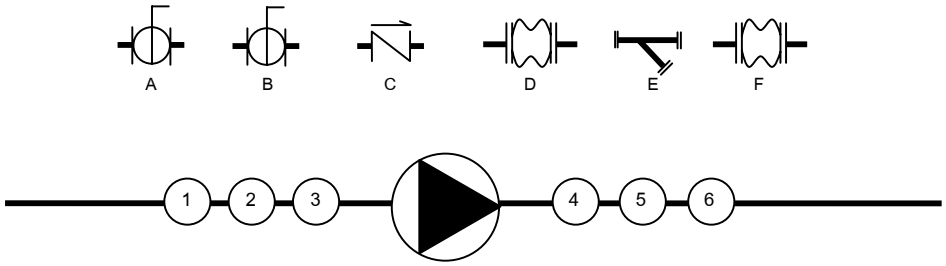


ความดัน P1 = –4 m.WG., P2 = 30 **psig**

(6.3.1) จงหาเฮดของปั๊มในหน่วย m.WG. และหาอัตราการไหล ในหน่วย lpm
(6.3.2) จงประมาณกำลังขับที่ปั๊มต้องการ ในหน่วย kW
(6.3.3) ถ้าระบบตั้งอยู่ที่ระดับน้ำทะเล ปั๊มปลอดภัยจาก cavitation หรือไม่ เพราะอะไร

6.4) จงตอบคำถามต่อไปนี้

(6.4.1) จงโยงเส้นเพื่อแสดงตำแหน่งที่ถูกต้องสำหรับติดตั้งอุปกรณ์ A ถึง F



(6.4.2) ในการลดอัตราการไหลของปั๊มด้วยการหรี่วาล์ว ควรหรี่วาล์วทางเข้า (suction) หรือทางออก (discharge)? เพราะเหตุใด?

(6.4.3) การติดตั้งข้อลดแบบเยื้องศูนย์ที่ทางเข้าปั๊มควรติดให้เยื้องแบบใด? เพราะเหตใด?

(6.4.4) จงวาดกราฟสมรรถนะของปั๊มแบบลูกสูบ เปรียบเทียบกับปั๊มหอยโข่ง

บทที่ 7 การออกแบบระบบท่อประปาในอาคาร

ระบบน้ำใช้งานในอาคารประกอบด้วยระบบส่งน้ำประปา ระบบระบายน้ำเสีย และระบบระบายน้ำฝน โดยในบทนี้จะกล่าวถึงระบบน้ำประปาเป็นลำดับแรก

ขั้นตอนสำคัญในการออกแบบระบบน้ำประปาคือการประมาณอัตราการใช้น้ำ ซึ่งในกรณีของอาคารธุรกิจทั่วไปการใช้น้ำประปาส่วนใหญ่จะใช้ในห้องน้ำเป็นหลัก นอกนั้นก็จะมีการใช้ในห้องครัว ห้องซักรีด และอื่นๆ โดยอัตราการใช้น้ำประปาในห้องน้ำจะขึ้นอยู่กับประเภทของอาคารและจำนวนสุขภัณฑ์ ส่วนในกรณีของโรงงาน การใช้น้ำจะขึ้นอยู่กับประเภทอุตสาหกรรมซึ่งยังไม่มีข้อมูลที่เป็นมาตรฐาน ดังนั้นบทนี้จะเน้นที่ระบบประปาในอาคารเป็นหลัก ซึ่งในต่างประเทศได้มีผู้ศึกษาทำข้อมูลไว้เป็นที่ยอมรับกันแล้ว

บทนี้จะกล่าวถึงส่วนประกอบสำคัญในระบบประปาในอาคาร ตามด้วยหลักการออกแบบระบบ จากนั้นจะกล่าวถึงรายละเอียดของการประเมินความต้องการน้ำ และ การออกแบบระบบท่อประปา

7.1 ส่วนประกอบของระบบประปาในอาคาร

ในหัวข้อนี้จะเริ่มต้นที่ปลายทางของระบบ คือสุขภัณฑ์ต่างๆในห้องน้ำก่อน ซึ่งสุขภัณฑ์หลักๆที่มักมีอยู่ในห้องน้ำในอาคารทุกประเภท คือ

อ่างล้างมือ

อ่างล้างมือ (Lavatory) มีส่วนที่เกี่ยวกับระบบประปาคือก๊อกน้ำ (Faucet) (ส่วนท่อน้ำทิ้งและที่ดักกลิ่นจะกล่าวถึงในระบบระบายน้ำในบทถัดไป) ก๊อกน้ำที่ใช้ในอ่างล้างมือมักต่อมาจากท่ออ่อนขนาด DN10 ซึ่งต่อออกจากวาล์วหักมุม (Angle valve) ขนาด DN15 ที่ต่อมาจากท่อส่งน้ำประปาอีกทีหนึ่ง

โถปัสสาวะชาย

โถปัสสาวะชาย (Urinal) ใช้น้ำประปาในการชำระล้าง โดยมักเป็นแบบจ่ายผ่านวาล์วชักโครก (Flush valve) ขนาด DN20 ซึ่งจะต้องการแรงดันก่อนเข้าวาล์วประมาณ 1 bar

โถส้วม

โถส้วม (Water closet) ทำงานด้วยการปล่อยน้ำให้หมุนวนสร้างแรงดูดสิ่งปฏิกูลลงในท่อ มีการจ่ายน้ำสองแบบคือ แบบจ่ายผ่านถังชักโครก (Flush tank) ซึ่งจะเติมน้ำประปาลงถังด้วยท่ออ่อนขนาด DN10 (3/8 นิ้ว) โดยมีลูกลอยควบคุมการเติมน้ำในถัง ซึ่งท่ออ่อนจะต่อมาจากท่อประปาขนาด DN15 และแบบจ่ายผ่านวาล์วชักโครก (Flush valve) ซึ่งต้องต่อท่อประปาขนาด DN20 หรือ DN25 เข้ากับวาล์ว โดยในสองกรณีจะมีความต้องการแรงดันและอัตราการไหลที่แตกต่างกัน

นอกจากอุปกรณ์หลักที่กล่าวมายังมีสุขภัณฑ์อื่นๆที่ต้องการน้ำประปาอีกเช่น สายฉีดชำระ ฝักบัวอาบน้ำ ก๊อกเติมน้ำในอ่างอาบน้ำ และ โถปัสสาวะหญิง เป็นต้น ส่วนอุปกรณ์ในส่วนอื่นๆที่ใช้น้ำได้แก่ ในห้องครัวมี อ่างล้างอาหาร และอ่างล้างจาน ในห้องซักล้าง มี อ่างซักผ้า และ เครื่องซักผ้า ซึ่งความต้องการน้ำและขนาดท่อต่อเข้าของสุขภัณฑ์ และอุปกรณ์ต่างๆที่ใช้น้ำ โดยทั่วไปมักเป็นไปตามตารางที่ 7.1 (Nayyar, 2000)

ตารางที่ 7.1 ขนาดท่อ ความต้องการน้ำ และหน่วยสุขภัณฑ์ของอุปกรณ์ที่ใช้น้ำ

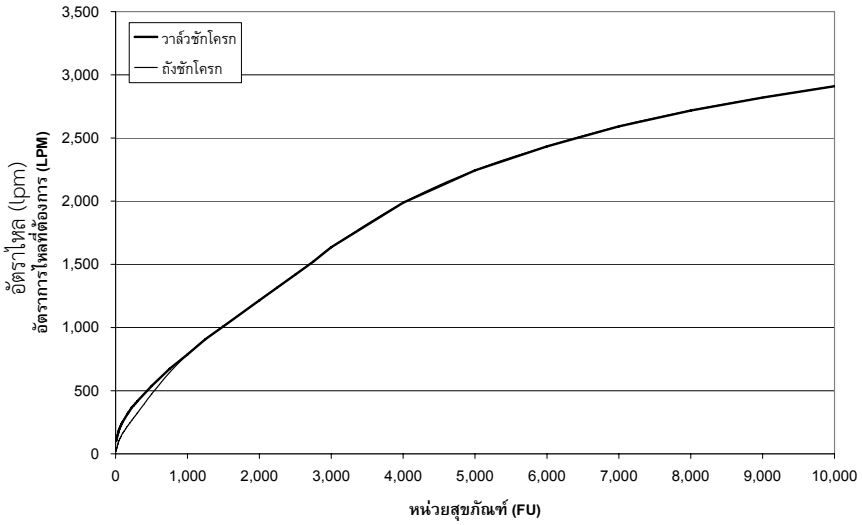
อุปกรณ์ที่ใช้น้ำ	ตัวย่อ	หน่วยสุขภัณฑ์ (FU)	ขนาดท่อ (DN)	อัตราไหล (lpm)	ความดัน (barG)
อ่างอาบน้ำแบบไม่มีฝักบัว / Bath tub	BT	2	15	19	
อ่างล้างมือในบ้าน / Lavatory (private)	LAV	1	10	8	0.34
อ่างล้างมือสาธารณะ / Lavatory (public)	LAV	2	10	8	0.55-0.85
ฝักบัวอาบน้ำ / Shower	SH	2	15	11	0.82
โถปัสสาวะชาย (วาล์วชักโครก) / Urinal (flush valve)	UR	5	20	38-76	1
โถส้วม (ถังชักโครก) / Water closet (flush tank)	WC	5	15	11-19	0.7-1.4
โถส้วม (วาล์วชักโครก) / Water closet (flush valve)	WC	10	25	57-150	
ห้องน้ำขนาดเล็ก (ถังชักโครก) / Bathroom group (flush tank)	WC LAV SH/BT	6			
ห้องน้ำขนาดเล็ก (วาล์วชักโครก) / Bathroom group (flush valve)	WC LAV SH/BT	8			
โถปัสสาวะหญิง / Bidet		1	15	8	
ก๊อกน้ำดื่ม / Drinking fountain		0.5	15	2	
อ่างล้างมือในคลินิก / Clinic sink		2	15	11	
เครื่องล้างจานตามบ้าน / Dishwasher (domestic)		1	15	11	
อ่างล้างมือทันตกรรม / Dental sink		1	15	4	
อ่างล้างจานในครัว / Kitchen sink		2	15	11	
เครื่องซักผ้า / Washing machine		2	15	19	
อ่างซักผ้า / Laundry tray		2	15	11	
ก๊อกสนามตามบ้าน / Hose bib (private)	HB	3	15	11	
ก๊อกสนามสาธารณะ / Hose bib (public)	HB	5	20	19	
อุปกรณ์อื่นๆ ตามขนาดท่อน้ำประปา		1	10		
		2	15		
		3	20		
		10	25		

ท่อประปาในอาคารมักใช้วัสดุสองประเภทคือ ท่อเหล็กอาบสังกะสี และ ท่อพีวีซี โดยท่อเหล็กอาบสังกะสีจะมีความแข็งแรงคงทนกว่าท่อพีวีซี แต่จะมีความต้านทานการไหลมากกว่า มีน้ำหนักมากกว่าและมีราคาสูงกว่า ส่วนการเดินท่อภายนอกอาคารหากเดินเหนือพื้นนิยมใช้ท่อเหล็กอาบสังกะสี หรือท่อเหล็กดำ โดยไม่ใช้ท่อพลาสติก เนื่องจากท่อพลาสติกมักจะเสื่อมสภาพเมื่อถูกรังสี UV ในแสงอาทิตย์ แต่ถ้าเป็นส่วนที่ฝังไว้ในดินจะนิยมใช้ท่อพลาสติก เช่น HDPE เพราะสภาวะในดินมีการกัดกร่อนท่อโลหะ

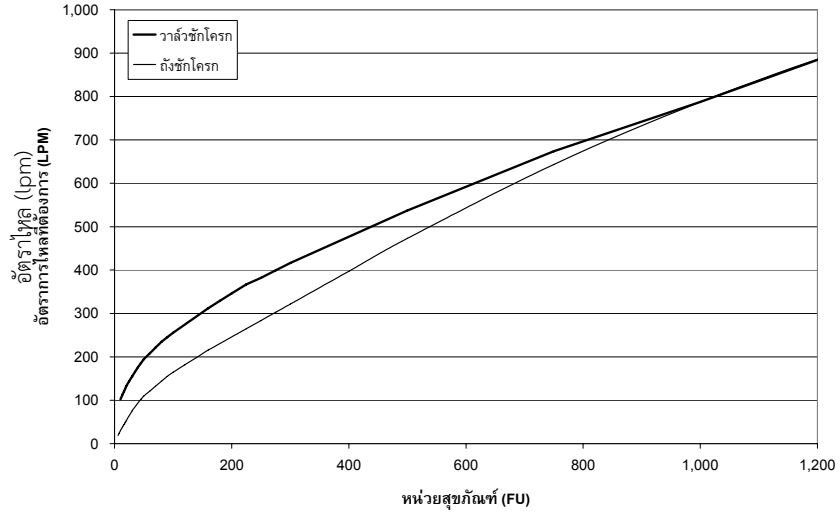
7.2 การประเมินความต้องการน้ำ

ในอาคารขนาดใหญ่ จะมีสุขภัณฑ์จำนวนมาก แต่ความต้องการน้ำของสุขภัณฑ์ในอาคารไม่ได้เกิดขึ้นพร้อมกัน ดังนั้นอัตราไหลที่ต้องการในภาพรวมจึงน้อยกว่าผลรวมของอัตราไหลที่ต้องการของทุกสุขภัณฑ์ในอาคาร ซึ่งในอดีตได้มีผู้รวบรวมสถิติการใช้น้ำในอาคารต่างๆนำมาประเมินเป็นความสัมพันธ์ ระหว่าง***หน่วยสุขภัณฑ์***และอัตราการใช้น้ำไว้เรียกว่า เส้นโค้งฮันเตอร์ (Hunter, 1941) ดังรูปที่ 7.2 ทั้งนี้หน่วยสุขภัณฑ์มิได้หมายความถึงจำนวนสุขภัณฑ์โดยตรงแต่เป็นตัวคูณบอกสัดส่วนการใช้น้ำของสุขภัณฑ์ชนิดต่างๆ โดยสุขภัณฑ์แต่ละชนิดจะมีหน่วยสุขภัณฑ์ตามตารางที่ 7.1

จากรูปที่ 7.2 จะเห็นได้ว่าเส้นโค้งของฮันเตอร์มีความแตกต่างกันระหว่างระบบขนาดเล็ก ที่ใช้ถังชักโครก กับวาล์วชักโครก แต่เมื่อเป็นระบบขนาดใหญ่ที่มีหน่วยสุขภัณฑ์มากกว่า เส้นโค้งจะเป็นเส้นเดียวกัน เส้นโค้งของฮันเตอร์แสดงในรูปตัวเลขในตารางที่ 7.2



(ก) ตลอดช่วง



(ข) ส่วนขยาย

รูปที่ 7.2 เส้นโค้งของฮันเตอร์

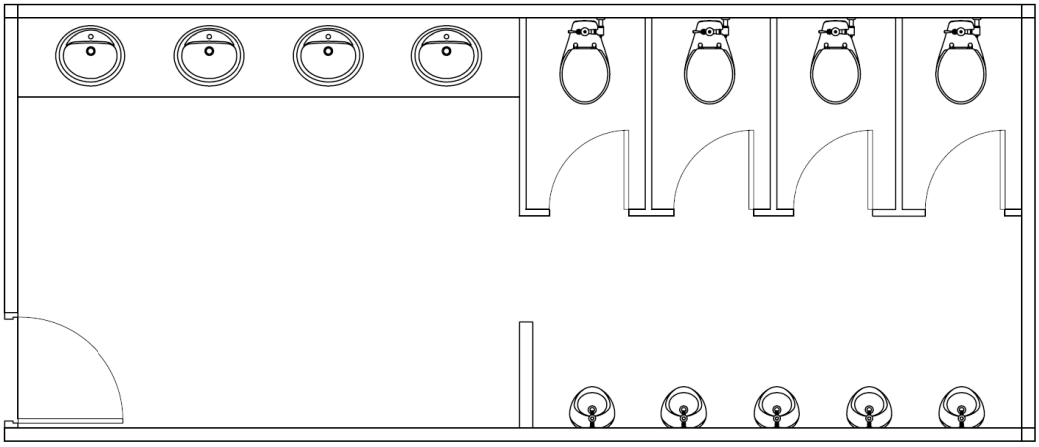
ตารางที่ 7.2 ข้อมูลจากเส้นโค้งของฮันเตอร์

หน่วยสุขภัณฑ์ (FU)	อัตราไหลที่ต้องการ (lpm)	
	ระบบที่ใช้ถังชักโครก (FLUSH TANK)	ระบบที่ใช้วาล์วชักโครก (FLUSH VALVE)
6	19	
8	25	
10	30	102
12	35	108
14	39	114
16	44	120
18	48	126
20	53	132
25	64	144
30	76	155
35	85	166
40	94	176
45	102	185
50	110	195
60	121	208
70	132	221
80	144	235
90	155	245
100	165	255
120	182	274
140	199	293
160	216	312
180	231	329
200	246	346

หน่วยสุขภัณฑ์ (FU)	อัตราไหลที่ต้องการ (lpm)	
	ระบบที่ใช้ถังชักโครก (FLUSH TANK)	ระบบที่ใช้วาล์วชักโครก (FLUSH VALVE)
225	265	367
250	284	382
275	303	399
300	322	416
400	397	477
500	473	537
750	643	674
1,000	787	787
1,250	908	908
1,500	1,011	
1,750	1,113	
2,000	1,215	
2,250	1,317	
2,500	1,419	
2,750	1,522	
3,000	1,635	
4,000	1,987	
5,000	2,245	
6,000	2,434	
7,000	2,593	
8,000	2,718	
9,000	2,820	
10,000	2,911	

ตัวอย่าง 7.1

จงประเมินความต้องการน้ำของห้องน้ำต่อไปนี้



วิธีทำ

จากรูป โถส้วมเป็นแบบวาล์วชักโครก สร้างตารางเพื่อรวบรวม จำนวนหน่วยสุขภัณฑ์ โดยหาค่า FU จากตารางที่ 7.1

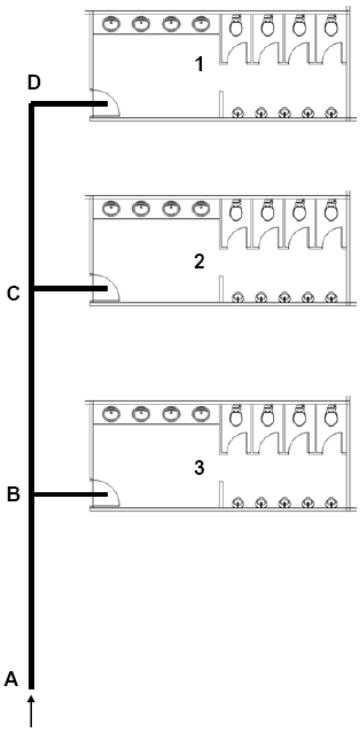
สุขภัณฑ์	FU	จำนวน	รวม FU
WC	10	4	40
UR	5	5	25
LAV	2	4	8
		รวมทั้งหมด	73

นำจำนวนหน่วยสุขภัณฑ์ ไปหาค่าอัตราการไหลตารางที่ 7.2 (หรือจากรูปที่ 7.2) ทำการประมาณเชิงเส้นจากตารางจะได้ว่าที่ 73 FU ในระบบที่ใช้วาล์วชักโครกความต้องการน้ำคือ

225.2 lpm ตอบ

ตัวอย่าง 7.2

จงประมาณอัตราการไหลของน้ำในท่อส่วนต่างๆของระบบในรูปที่ 7.4



รูปที่ 7.4 ระบบท่อในอาคาร

วิธีทำ

จากตัวอย่างที่ 7.1 ห้องน้ำแต่ละห้องมีหน่วยสุขภัณฑ์ 73 FU ทำการสร้างตารางเพื่อรวม FU ในท่อแต่ละส่วนแล้วจึงนำค่า FU ไปเทียบกับตารางที่ 7.2 เพื่อแปลงเป็นอัตราการไหล

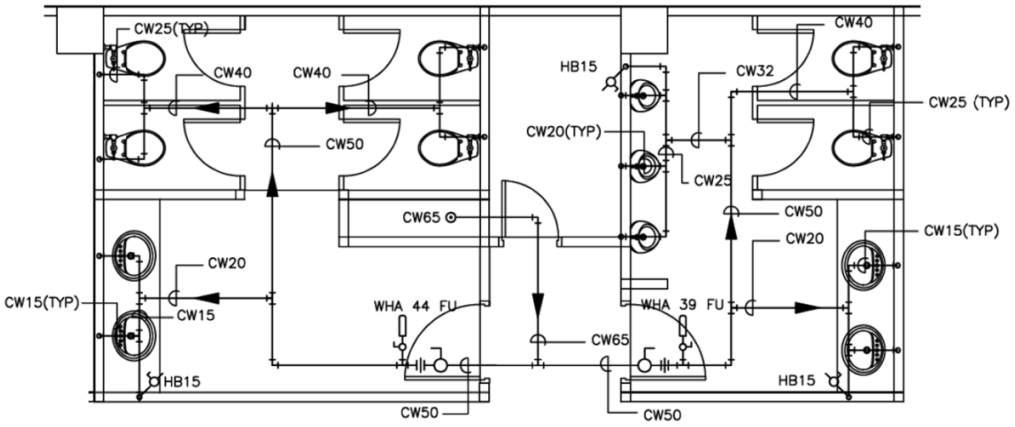
ท่อ	FU	lpm
AB	219	362
BC	146	299
CD	73	225

ข้อควรระวัง อย่านำอัตราการไหลที่แต่ละห้องต้องการมารวมกันโดยตรง เพราะเป็นการละเลยข้อมูลทางสถิติ จะทำให้ได้ค่าที่เกินจริง

7.3 การเดินท่อประปาสำหรับห้องน้ำ

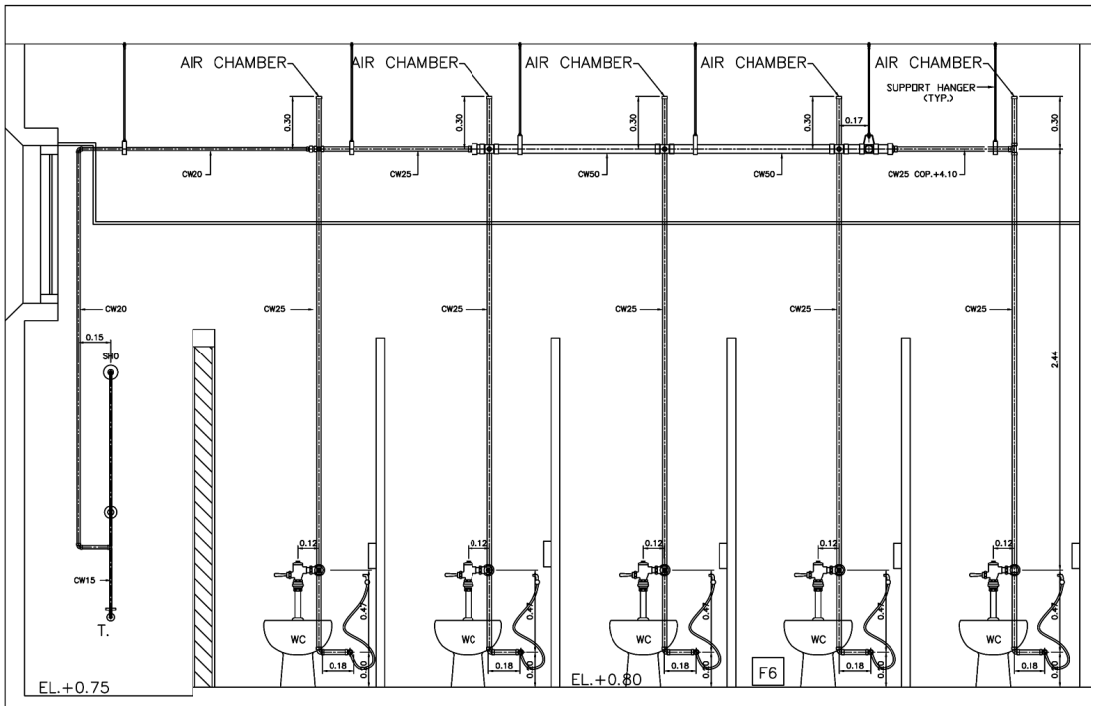
ในแบบสถาปัตย์จะระบุตำแหน่งของห้องน้ำและสุขภัณฑ์ภายในห้องน้ำไว้แล้ว ผู้ออกแบบจึงมีหน้าที่กำหนดแนวท่อไปยังสุขภัณฑ์นั้นๆ โดยในเบื้องต้นควรแยกระบบท่อสำหรับห้องน้ำแต่ละห้องออกจากกัน และมีวาล์วปิดน้ำสำหรับห้องน้ำแต่ละห้อง กรณีที่เป็นตึกสูงจะมีการกำหนดช่องเปิดทะลุถึงกันในทุกๆชั้น เรียกว่าช่องชาฟท์สำหรับเดินท่อเมนในแนวดิ่งไว้แล้ว ผู้ออกแบบจะต้องวางเส้นทางเดินท่อจากท่อเมนในแนวดิ่งมายังห้องน้ำ ซึ่งโดยทั่วไปช่องชาฟท์มักอยู่ใกล้ๆช่องบันได ช่องลิฟท์ โถงทางเดิน หรืออาจซ่อนอยู่ในห้องน้ำเลยก็เป็นได้

การเดินท่อประปาในอาคารมักนิยมเดินซ่อนในผนัง และฝ้าเพดาน เพื่อความสวยงาม ดังนั้นในการกำหนดแนวท่อ ผู้ออกแบบควรดูแบบสถาปัตย์เป็นหลักและเดินตามแนวทางข้างต้น นอกจากนี้มีข้อพึงระวังคือเสาและคาน ซึ่งจะต้องไม่เดินท่อทะลุเสา และควรหลีกเลี่ยงการเดินท่อทะลุคานถ้าเป็นไปได้ รูปที่ 7.3 แสดงตัวอย่างการเดินท่อประปาในห้องน้ำขนาดเล็ก



รูปที่ 7.3 ตัวอย่างแบบแปลนการเดินท่อประปาในห้องน้ำ

ปรากฏการณ์ ***ค้อนน้ำ*** (Water hammer) เกิดจากการเปิดหรือปิดวาล์วอย่างรวดเร็วทำให้น้ำเปลี่ยนความเร็วอย่างฉับพลัน เกิดแรงกระแทกซึ่งจะเคลื่อนที่เป็นคลื่นความดันไปตามท่อทำให้เกิดเสียงดัง และการกระชากของน้ำที่ออกจากวาล์ว เป็นสิ่งที่สามารถเกิดขึ้นได้ในห้องน้ำซึ่งจะก่อให้เกิดความรำคาญต่อผู้ใช้ จึงควรป้องกันโดยการติดตั้งโพรงอากาศ (Air chamber) เพื่อดูดซับแรงกระแทกโดยต่อท่อขึ้นไปจากท่อแนวดิ่งแล้วปิดปลายท่อดังรูปที่ 7.4 หรือติดตั้งอุปกรณ์จับค้อนน้ำ (Water hammer arrester – WHA)



รูปที่ 7.4 การติดตั้งโพรงอากาศเพื่อดูดซับแรงกระแทก

การกำหนดขนาดท่อแบ่งเป็นสามส่วนคือ

จุดต่อกับสุขภัณฑ์

กำหนดขนาดตามตาราง 7.1 หรือตามข้อมูลจำเพาะของสุขภัณฑ์นั้นๆ

กิ่งย่อยในห้องน้ำ

ถ้าเป็นห้องน้ำขนาดใหญ่ให้คำนวณขนาดท่อกิ่งใดๆตามอัตราการไหลที่ได้จากการรวมหน่วยสุขภัณฑ์ที่ต่อจากท่อกิ่งนั้นๆ ส่วนถ้าเป็นห้องน้ำขนาดเล็กที่มีสุขภัณฑ์ไม่มากและการเดินท่อมีระยะทางน้อยสามารถใช้ตาราง 7.3 เพื่อกำหนดขนาดท่อกิ่งที่ใช้เป็นท่อร่วมก่อนแยกเป็นท่อย่อยเข้าไปยังสุขภัณฑ์ที่มีจุดต่อขนาด DN15 DN20 และ DN25 ตามลำดับ

ตาราง 7.3 จำนวนท่อกิ่งย่อยที่สามารถต่อจากท่อร่วมในห้องน้ำ

ขนาดท่อร่วม	จำนวนท่อย่อย		
	ก๊อกน้ำ DN15*	วาล์วชักโครก DN20**	วาล์วชักโครก DN25
15	1		
20	3 (4)		
25	6 (10)		
32	12 (20)	2	1
40	20 (30)	8	4
50	35 (50)	24	12
65	60 (90)	50	25
80	85 (125)	80	40
100	150 (225)	200	100

*ตัวเลขในวงเล็บหมายถึงกรณีใช้งานโดยเฉลี่ยไม่พร้อมกันทั้งหมด

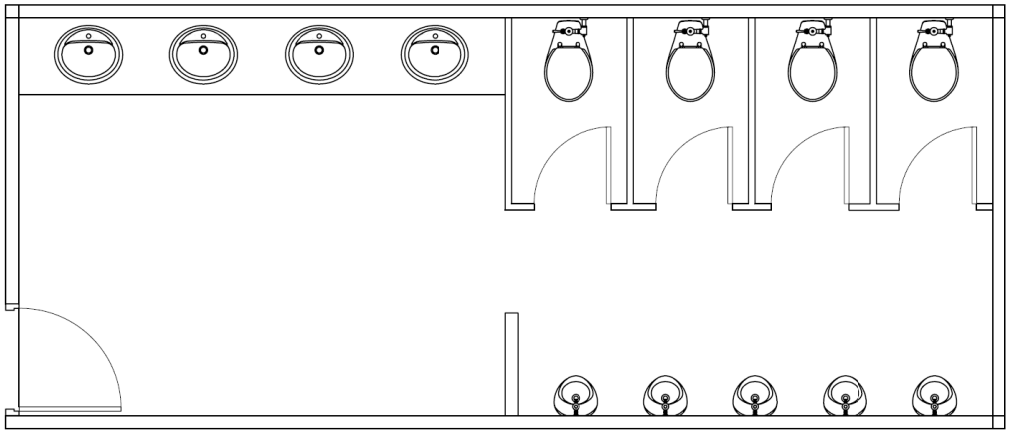
** วาล์วชักโครก DN20 สองตัวเทียบเท่ากับวาล์วชักโครก DN25 หนึ่งตัว

ท่อเมน

ในที่นี้ ท่อเมนหมายถึงท่อที่ส่งน้ำมายังห้องน้ำ ให้คำนวณตามหลักการในบทที่ 5 โดยหาอัตราการไหลจากเส้นโค้งของฮันเตอร์ โดยใช้ผลรวมของหน่วยสุขภัณฑ์ที่ต่อจากท่อส่วนนั้นๆ

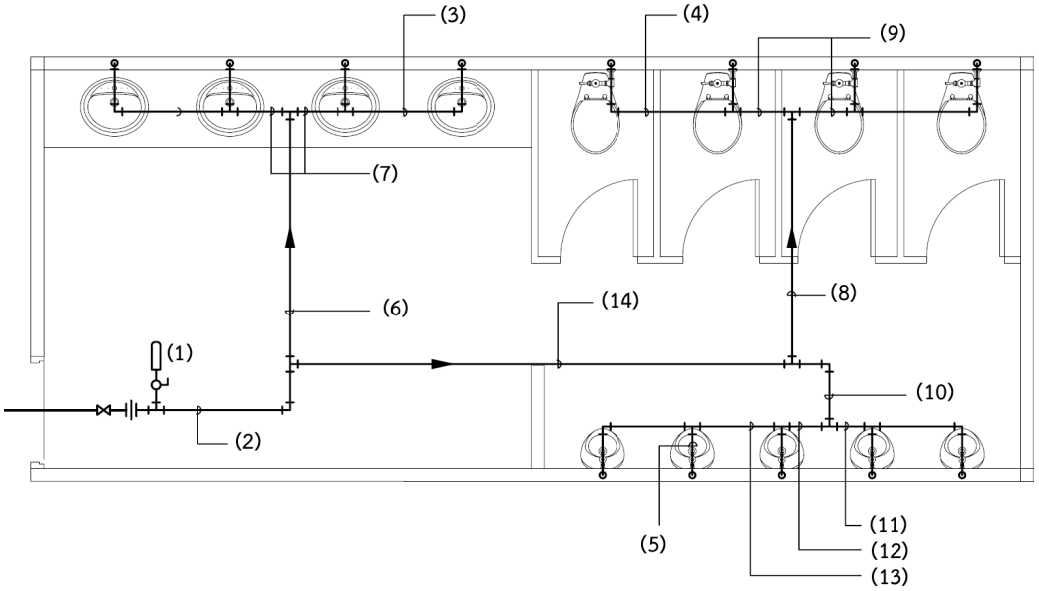
ตัวอย่าง 7.3

จงออกแบบระบบท่อประปาในห้องน้ำต่อไปนี้



วิธีทำ

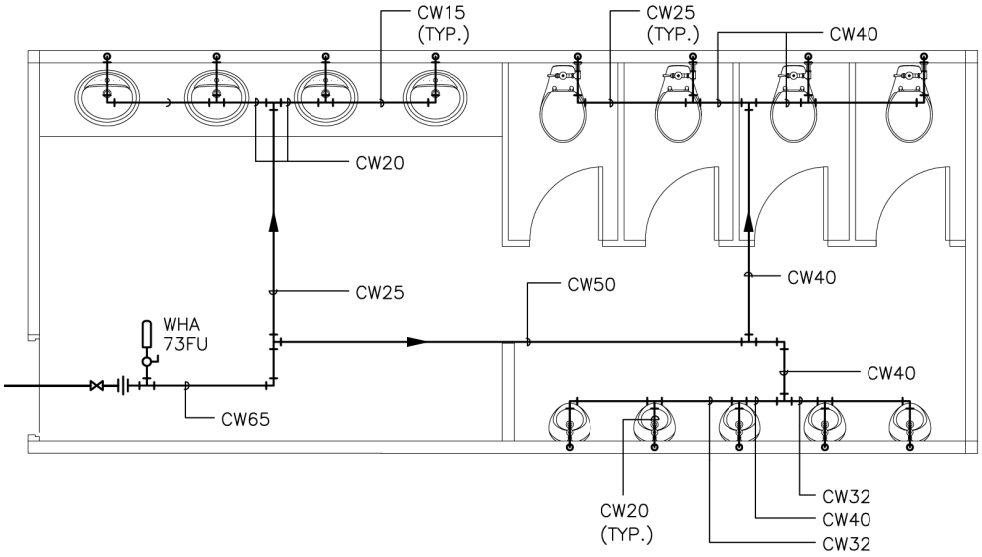
ขั้นแรกทำการร่างแนวท่อไปยังสุขภัณฑ์ทั้งหมด ทั้งนี้คาดว่าท่อน้ำเข้าจะมาทางด้านหน้าประตูโดยท่อแนวนอนเดินอยู่ในระดับเหนือฝ้าเพดานแล้วจึงเดินฝังกำแพงลงไปยังสุขภัณฑ์ต่ละตัว



จากนั้นกำหนดขนาดท่อแต่ละส่วนตามคำอธิบายต่อไปนี้

ชนิด	ตาราง	ส่วนที่	คำอธิบาย	ขนาดที่ใช้
WHA	7.1	(1)	จากตัวอย่าง 7.1 มีการคำนวณจำนวนหน่วยสุขภัณฑ์ไว้ที่ 73 FU ติดตั้งตัวจับค้อนน้ำตาม FU	73FU
ท่อเมน	5.6	(2)	จากตัวอย่าง 7.1 ประเมินความต้องการน้ำไว้ที่ 225.2 lpm กำหนดขนาดท่อเมนเข้าห้องน้ำด้วยอัตราความดันตกไม่เกิน 4m/100m	DN65
ท่อเข้าสุขภัณฑ์	7.1	(3)	ท่อเข้าอ่างล้างมือ	DN15
		(4)	ท่อเข้าโถส้วม (วาล์วชักโครก)	DN25
		(5)	ท่อเข้าโถปัสสาวะชาย (วาล์วชักโครก)	DN20
ท่อร่วม	7.3	(6)	ท่อร่วมแยกไปยังท่อ DN15 4 ท่อ (ไม่เกิน 6 ท่อ)	DN25
		(7)	ท่อร่วมแยกไปยังท่อ DN15 2 ท่อ (ไม่เกิน 3 ท่อ)	DN20
		(8)	ท่อร่วมแยกไปยังท่อ DN25 4 ท่อ (ไม่เกิน 4 ท่อ)	DN40
		(9)	ท่อร่วมแยกไปยังท่อ DN25 2 ท่อ (ไม่เกิน 4 ท่อ)	DN40
		(10)	ท่อร่วมแยกไปยังท่อ DN20 5 ท่อ (ไม่เกิน 8 ท่อ)	DN40
		(11)	ท่อร่วมแยกไปยังท่อ DN20 2 ท่อ (ไม่เกิน 2 ท่อ)	DN32
		(12)	ท่อร่วมแยกไปยังท่อ DN20 3 ท่อ (ไม่เกิน 8 ท่อ)	DN40
		(13)	ท่อร่วมแยกไปยังท่อ DN20 2 ท่อ (ไม่เกิน 3 ท่อ)	DN32
		(14)	ท่อร่วมแยกไปยังท่อ DN25 4 ท่อ + ท่อ DN20 5 ท่อ (เทียบเท่า DN25 2.5 ท่อ) รวมแล้วเทียบเท่ากับท่อ DN25 6.5 ท่อ (ไม่เกิน 12 ท่อ)	DN50

ขั้นสุดท้าย ทำการลงขนาดท่อลงในแบบให้ครบถ้วน



ตอบ

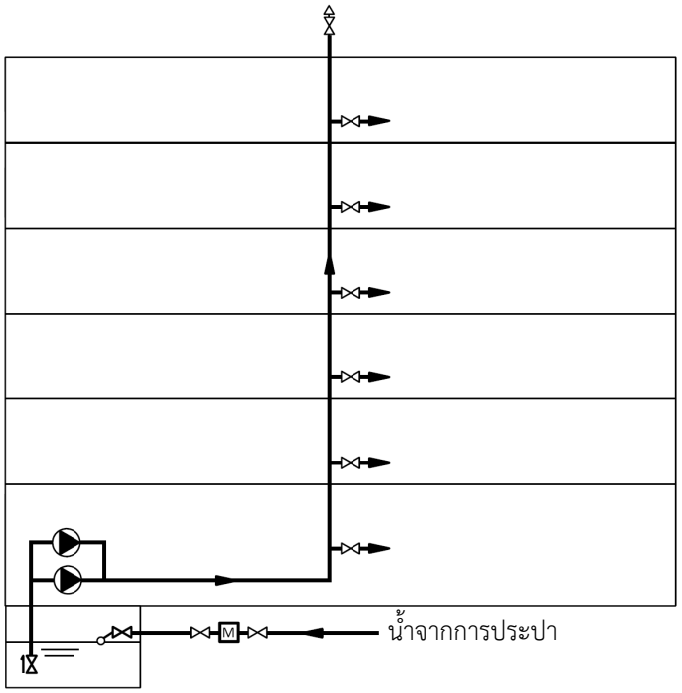
7.4 ระบบส่งน้ำประปาในอาคาร

ในระบบส่งน้ำเริ่มที่การประปาซึ่งจะพยายามรักษาแรงดันน้ำประปาที่ส่งมาในท่อเมนให้อยู่ในระดับ 2 barG ขึ้นไป ซึ่งเพียงพอต่อการส่งน้ำขึ้นอาคารความสูงสามชั้นได้ แต่อย่างไรก็ตามในบางพื้นที่ที่มีประชากรหนาแน่น แรงดันน้ำอาจตกลงต่ำกว่านั้นในช่วงเวลาที่มีการใช้น้ำพร้อมๆกัน กอปรกับความดันลดในระบบท่อที่จะเกิดขึ้นในท่อย่อยภายในอาคารเอง และรวมไปถึงกรณีที่อาคารมีความสูงเกินสามชั้น ซึ่งทำให้มีความจำเป็นต้องเพิ่มแรงดัน โดยใช้ปั๊มในระบบส่งน้ำ

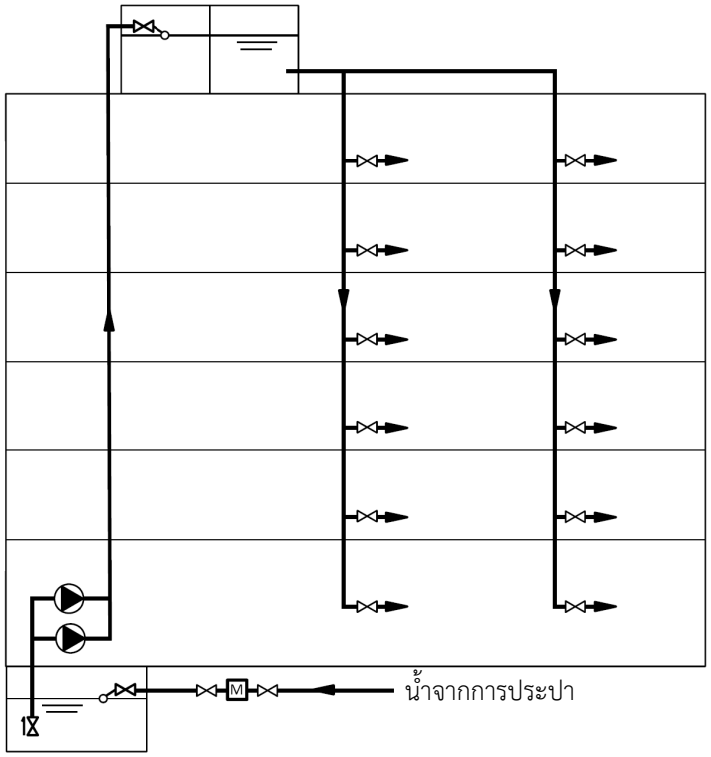
ในเบื้องต้นถ้ามีการใช้ปั๊ม ทางอาคารจะต้องมีถังสำรองน้ำและสูบน้ำจากถังนี้ ห้ามสูบจากท่อเมนของการประปาโดยตรงเพราะจะทำให้แรงดันในท่อเมนลดลงอย่างฉับพลัน ทั้งนี้การใช้ปั๊มสูบน้ำจากท่อเมนประปาโดยตรงเป็นการกระทำที่ผิดกฎหมาย

ระบบส่งจ่ายน้ำในอาคารแบ่งได้หลักๆเป็นสองประเภทคือระบบจ่ายขึ้น (รูปที่ 7.5) และระบบจ่ายลง (รูปที่ 7.6) โดยระบบจ่ายขึ้นซึ่งใช้ในอาคารที่มีความสูงไม่มาก (ไม่เกิน 10 ชั้น) หาก

ความสูงเกินกว่านี้ หรือมีที่มากกว่า 10,000 ตารางเมตร ควรมีถังเก็บน้ำบนดาดฟ้าและใช้ระบบจ่ายลง ซึ่งจะช่วยประหยัดพลังงานได้มากกว่า



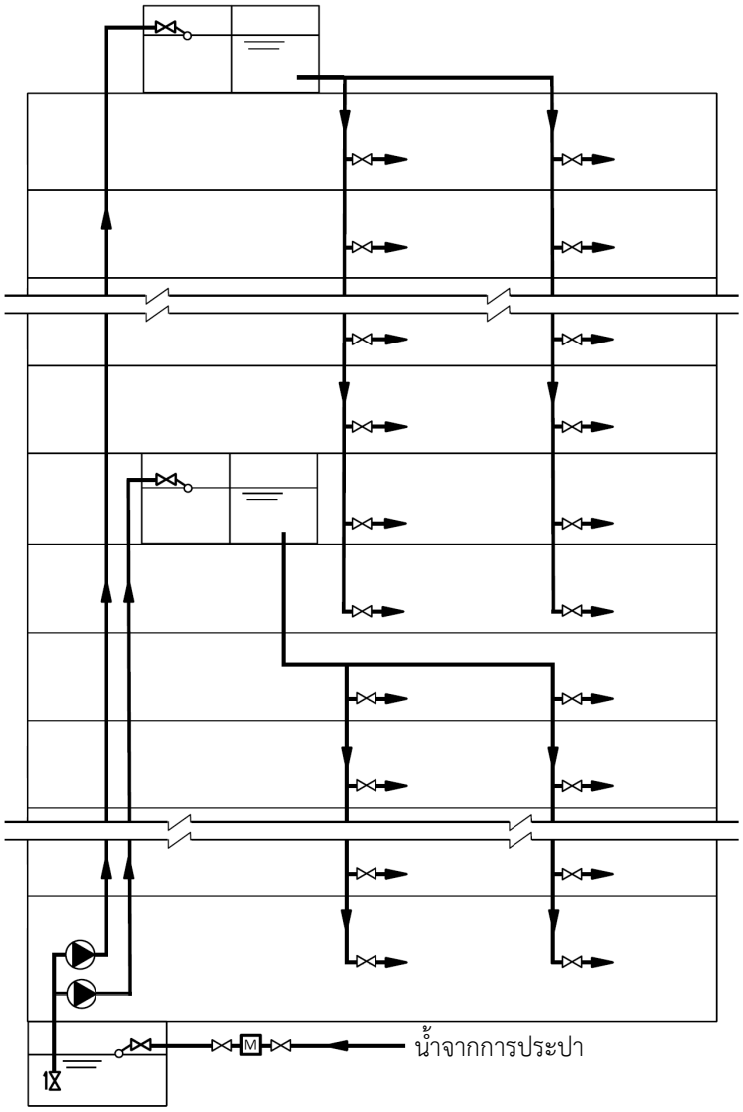
รูปที่ 7.5 ระบบจ่ายขึ้น



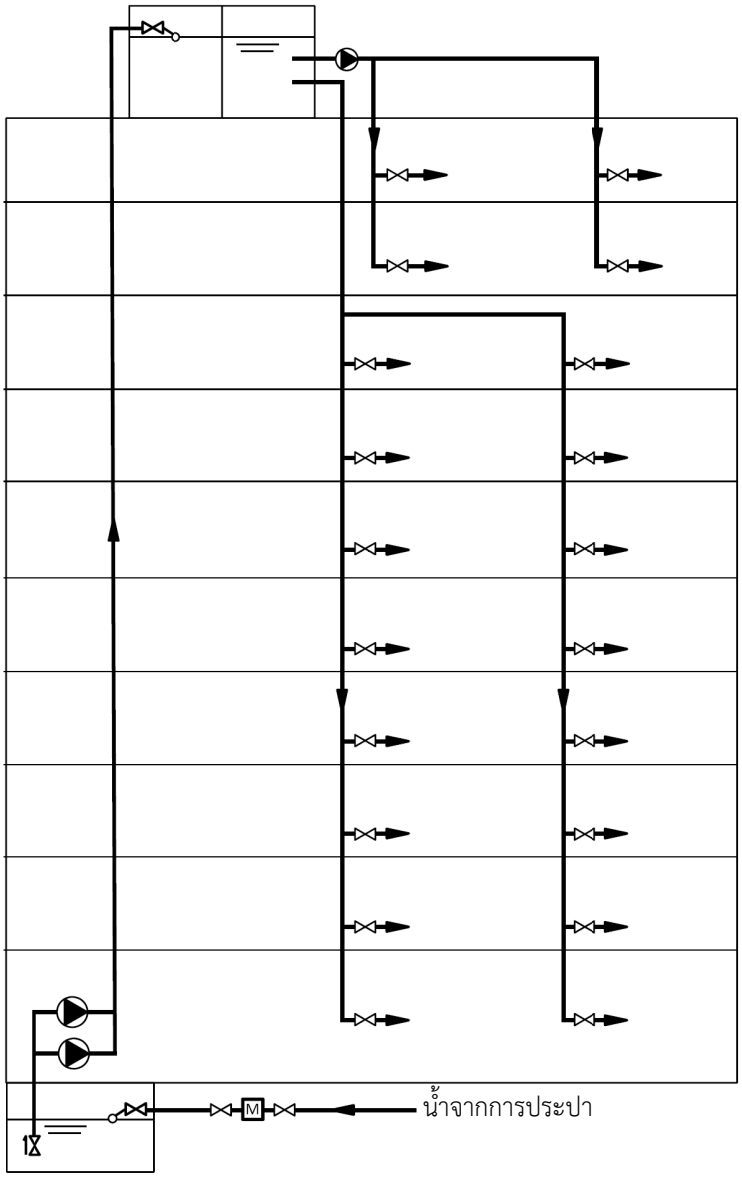
รูปที่ 7.6 ระบบจ่ายลง

ในอาคารที่มีความสูงมากๆ จะมีปัญหาเรื่องแรงดันน้ำที่สูงเกิน 4 barG ในชั้นล่างซึ่งมากเกินกว่าที่สุขภัณฑ์ทั่วไปจะรับได้ สามารถแก้ปัญหาได้ด้วยการติดตั้งวาล์วลดความดันทุกๆ 10 ชั้น หรือใช้ระบบหลายถังตามรูปที่ 7.7 รวมทั้งสามารถใช้ระบบหลายถังแบบเป็นลำดับขั้น เช่น มีถังเก็บน้ำที่ชั้น 20 และมีปั๊มดูดจากชั้น 20 ไปเก็บยังถังที่ชั้น 40 จากนั้นมีปั๊มดูดจากชั้น 40 ไปยังถังที่ชั้น 60 ไปเรื่อยๆ เป็นต้น

ในชั้นบนซึ่งอยู่ใกล้กับถังเก็บน้ำ จะมีปัญหาเรื่องแรงดันน้ำต่ำเกินไปอาจต้องมีการติดตั้งระบบปั๊มเพิ่มแรงดันสำหรับชั้นบนตามรูปที่ 7.8



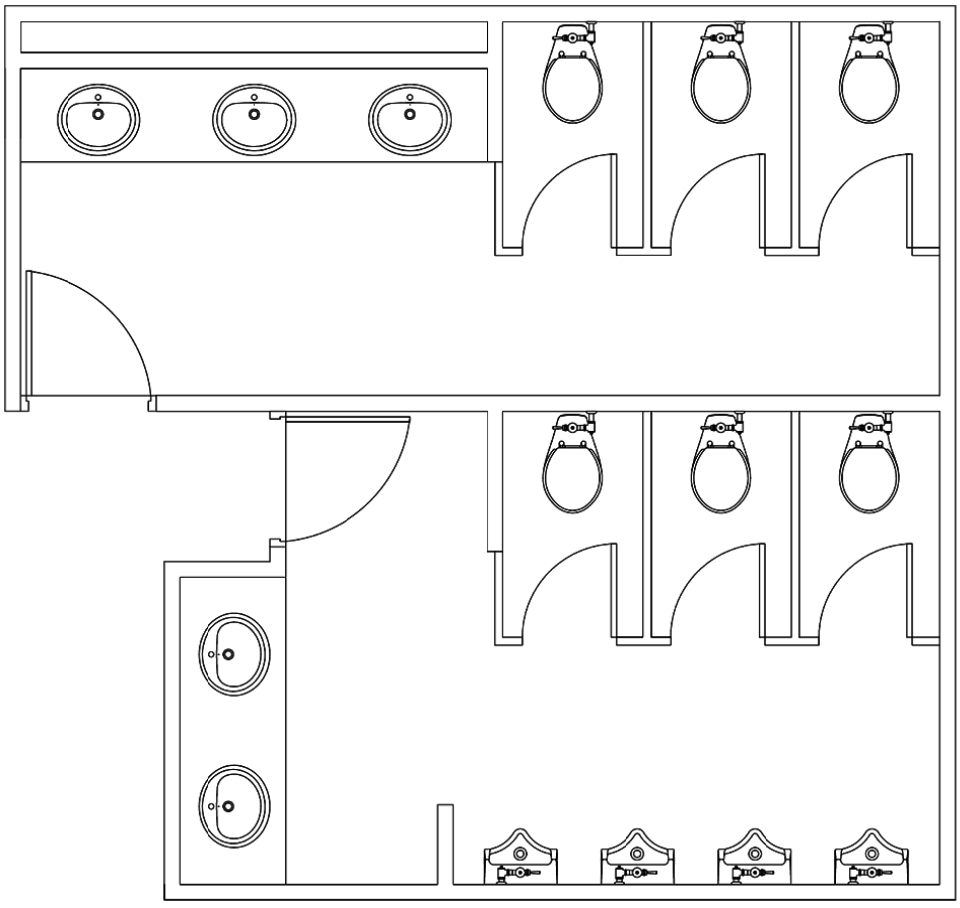
รูปที่ 7.7 ระบบหลายถัง



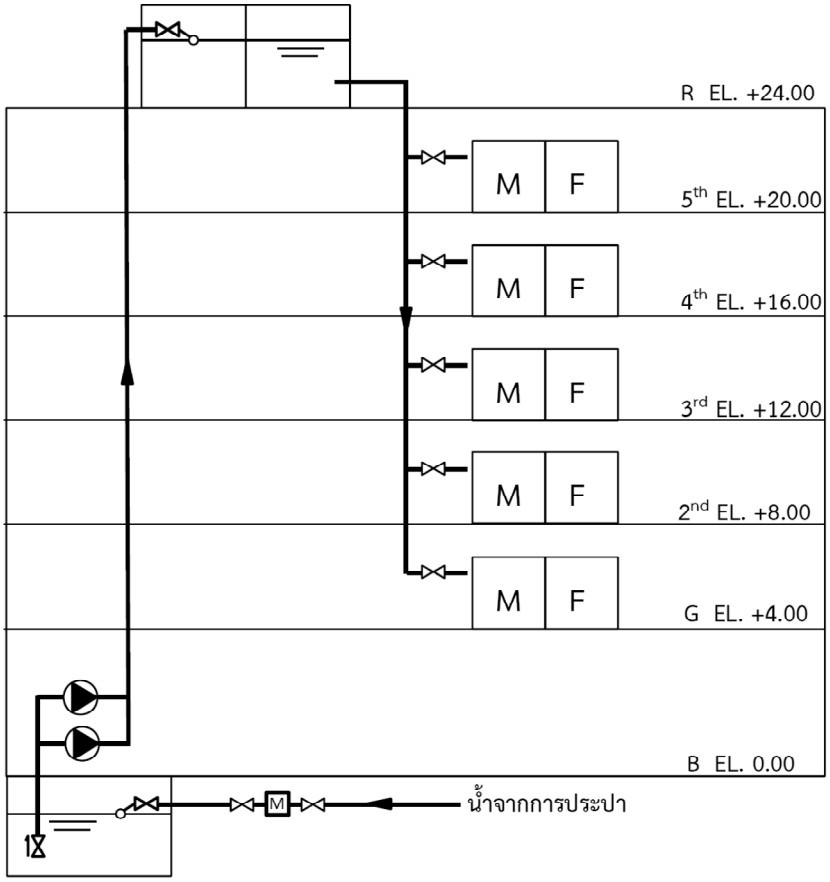
รูปที่ 7.8 การเพิ่มแรงดันที่ชั้นบน

แบบฝึกหัด

7.1) จงออกแบบระบบน้ำประปาสำหรับห้องน้ำในรูปด้านล่าง



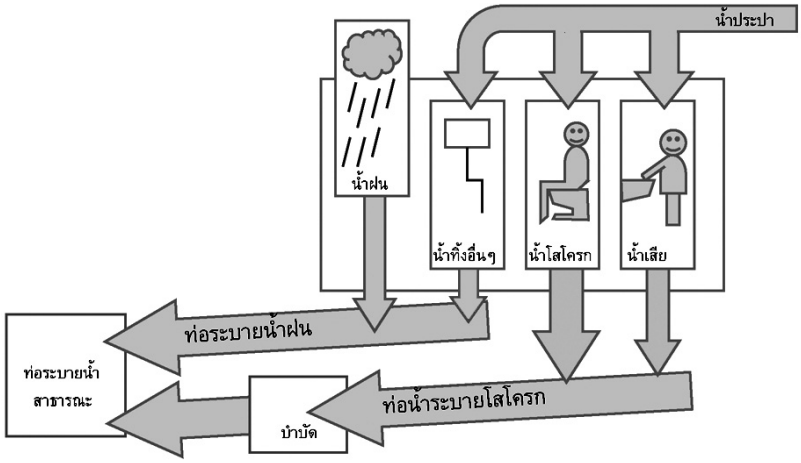
7.2) จงออกแบบระบบประปาสำหรับอาคารในรูป หากแต่ละชั้นมีห้องน้ำชาย-หญิงในข้อ 7.1) จำนวน 1 ชุด



บทที่ 8 การออกแบบระบบท่อระบายน้ำ

ระบบท่อระบายน้ำเป็นส่วนหนึ่งของระบบสุขาภิบาลเช่นเดียวกับระบบท่อประปา โดยหากทำการสมดุลการไหลของของไหลในระบบในอาคารจะได้ตามรูปที่ 8.1 จะเห็นว่าน้ำเสียที่ออกจากระบบจะมีปริมาณมากกว่าน้ำประปาที่เข้ามาในระบบอยู่บ้าง ซึ่งในการระบายน้ำออกจะใช้แรงโน้มถ่วงของโลกเป็นตัวขับเคลื่อน ดังนั้นหลักการออกแบบท่อระบายน้ำจึงแตกต่างกับการออกแบบระบบท่อส่งน้ำบทนี้จึงมีส่วนของทฤษฎีเพิ่มเติมเกี่ยวกับการไหลในช่องเปิดด้วยแรงโน้มถ่วงของโลกเข้ามาด้วย

บทนี้จะครอบคลุมการออกแบบระบบระบายน้ำในส่วนที่เป็นท่อภายในอาคารเป็นหลัก ทั้งนี้เมื่อออกนอกอาคารน้ำส่วนที่เป็นน้ำโสโครกจะต้องถูกบำบัดก่อนส่งออกไปยังท่อระบายน้ำสาธารณะ ซึ่งส่วนนี้จะเป็นงานออกแบบของวิศวกรโยธา

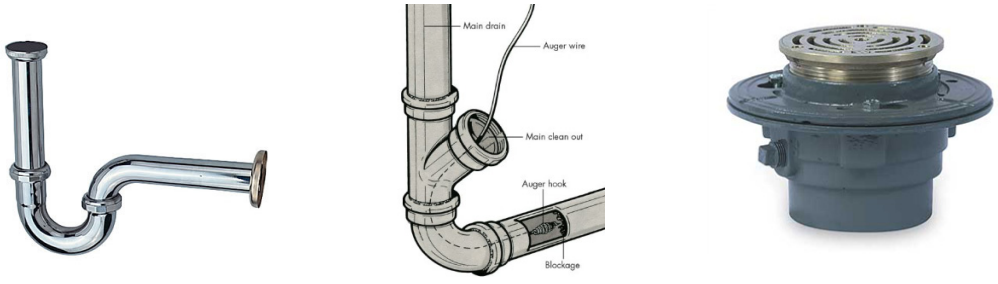


รูปที่ 8.1 สมดุลการไหลในระบบสุขาภิบาลในอาคาร

8.1 ส่วนประกอบของระบบระบายน้ำ

น้ำจากสุขภัณฑ์แยกได้เป็นสองระดับความสกปรกคือน้ำโสโครก (Soil) ที่มาจากโถส้วมและโถปัสสาวะ และน้ำเสีย (Waste) ที่มาจากอ่างล้างมือ ระบบที่ดีควรแยกท่อแนวดิ่งสำหรับ น้ำโสโครกและท่อน้ำเสียออกจากกัน เพราะท่อน้ำโสโครกมีโอกาสอุดตันได้ง่าย หากแยกออกจกท่อน้ำเสียก็จะทำให้ท่อน้ำเสียยังทำงานได้หากท่อน้ำโสโครกอุดตัน ท่อระบายน้ำทั้งสองจะไปรวมกันก่อนเข้าระบบบำบัด ส่วนน้ำทิ้งที่สะอาดได้แก่น้ำฝนจากดาดฟ้าซึ่งสามารถต่อทิ้งลงท่อระบายน้ำสาธารณะได้เลย น้ำทิ้งจากสุขภัณฑ์จะต้องมีท่อดักกลิ่น (Trap) เพื่อป้องกันกลิ่นเหม็นในท่อแพร่ออกมาทางท่อระบายน้ำ รูปที่ 8.2(ก) แสดงตัวอย่างของท่อดักกลิ่น และเนื่องจากการไหลในแนวราบอาจเกิดการอุดตันได้ถ้าความเร็วในการไหลต่ำเกินไป (ความเร็วของการไหลในแนวราบไม่ควรต่ำกว่า 0.6 เมตรต่อวินาที) ดังนั้นเพื่อให้สะดวกในการทำความสะอาดท่อที่ตัน จึงควรติดจุดทำความสะอาดท่อที่พื้น (Floor clean-out – C.O. หรือ FCO) ดังรูปที่ 8.2(ข) ไว้บริเวณปลายท่อเสมอ

นอกจากน้ำทิ้งจากสุขภัณฑ์และน้ำฝนแล้วยังมีน้ำทิ้งจากกระบวนการต่างๆในอาคารเช่น จากการล้างพื้นซึ่งจะระบายน้ำทางช่องระบายน้ำที่พื้น (Floor drain – รูปที่ 8.2(ค)) น้ำจากการกลั่นตัวในคอล์ยเย็นของระบบปรับอากาศ (Condensate) น้ำจากการซักล้าง และน้ำทิ้งจากห้องครัว เป็นต้น ซึ่งผู้ออกแบบจะต้องเลือกว่าจะให้ไปทิ้งรวมกับน้ำโสโครกหรือน้ำฝน น้ำโสโครกจะต้องผ่านบ่อบำบัด ขณะที่น้ำทิ้งจากห้องครัวจะต้องผ่านบ่อดักไขมันก่อน

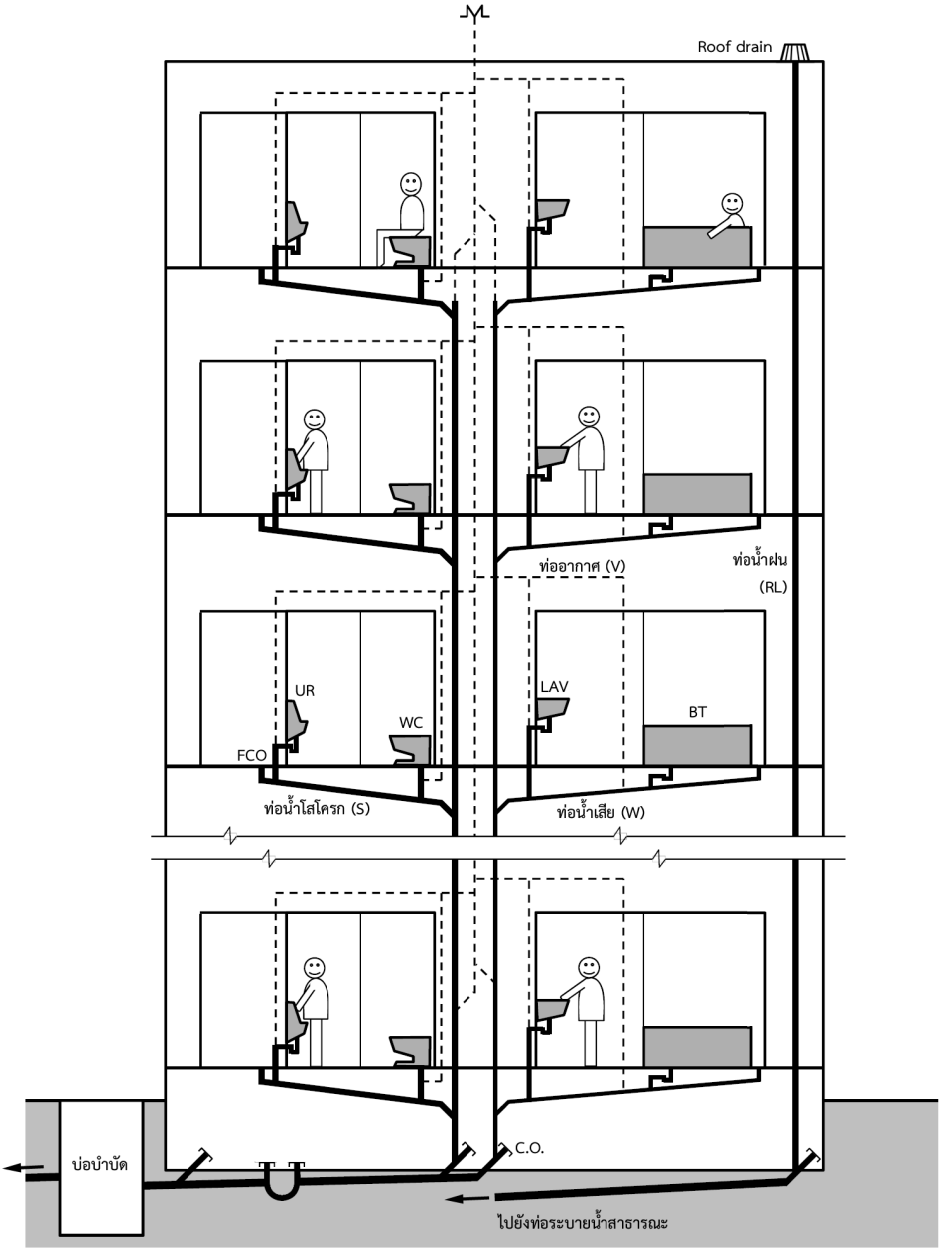


(ก) (ข) (ค)

รูปที่ 8.2 ส่วนประกอบในระบบระบายน้ำ
ก.ท่อดักกลิ่น ข.ช่องทำความสะอาดท่อ ค.ช่องระบายน้ำที่พื้น

เนื่องจากการไหลของน้ำเสียอาศัยแรงโน้มถ่วงของโลก โดยน้ำจะไหลไม่เต็มท่อ ท่อน้ำเสียในแนวนอนจึงต้องมีมุมเอียงลงไปในทิศทางของการไหลเสมอ นอกจากนี้ในการออกแบบจะต้องพยายามรักษาความดันในท่อให้เท่ากับความดันบรรยากาศเพื่อให้น้ำไหลได้สะดวก และไม่เกิด

สุญญากาศที่จะดูดน้ำออกจากตัวดักกลิ่น ซึ่งทำได้โดยต่อท่ออากาศ (Vent pipe) ไว้เสมอ ดังนั้นในระบบระบายน้ำจึงประกอบด้วยท่อหลักสามชนิดคือ ท่อน้ำโสโครก (S) ท่อน้ำเสีย (W) และ ท่ออากาศ (V) ส่วนท่อน้ำฝน (RL) จะออกแบบต่างหากโดยรายละเอียดจะกล่าวถึงตอนท้ายของบทนี้ ในภาพรวมระบบระบายน้ำทิ้งจากอาคารจะประกอบด้วยท่อดังรูปที่ 8.3



รูปที่ 8.3 ภาพรวมของระบบระบายน้ำจากอาคาร

8.2 การไหลที่ขับเคลื่อนด้วยแรงโน้มถ่วง

ในการออกแบบระบบระบายน้ำ ผู้ออกแบบควรเข้าใจกลไกการไหลที่ขับเคลื่อนด้วยแรงโน้มถ่วงของโลกก่อน ซึ่งการไหลจะไหลไม่เต็มท่อ และสำหรับการไหลในแนวราบ จะเกิดขึ้นได้เมื่อท่อมีความเอียง (Slope) เท่านั้น โดยการไหลนี้อธิบายได้ด้วยสมการสำหรับการไหลในช่องเปิด เรียกว่าสมการของแมนนิ่ง (Manning equation) ซึ่งมีรูปแบบดังสมการ (8.1)

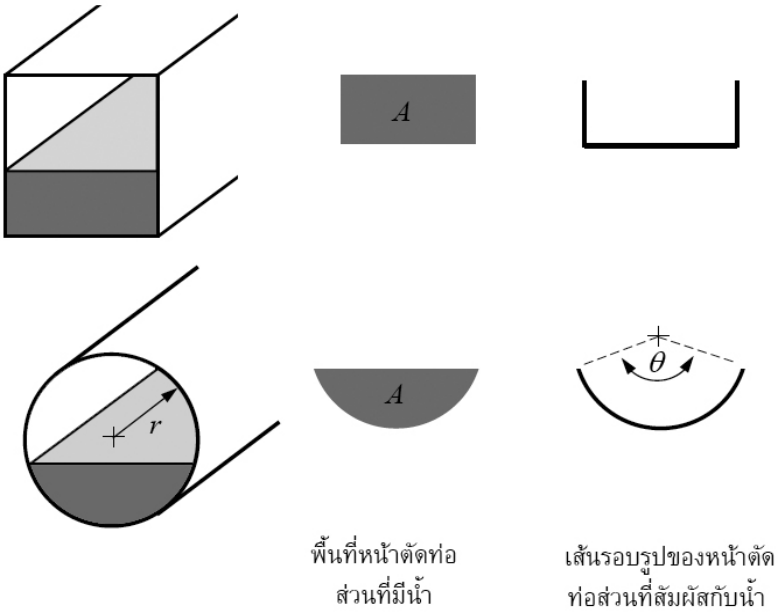
$$V = \frac{1}{n} h^{\frac{2}{3}} S^{\frac{1}{2}} \tag{8.1}$$

เมื่อ n คือสัมประสิทธิ์ความหยาบของท่อ ให้ใช้ $n = 0.013$ สำหรับท่อระบายน้ำทุกชนิด เนื่องจากการเกาะตัวของสิ่งปฏิกูลจะทำให้ผิวท่อทุกชนิดหยาบเท่ากันหมด

v คือความเร็วในการไหล (m/s)

h คือรัศมีไฮดรอลิก (พื้นที่หน้าตัดท่อส่วนที่มีน้ำ หารด้วย เส้นรอบรูปของหน้าตัดท่อส่วนที่สัมผัสกับน้ำ) (m)

และ S คือความชัน



รูปที่ 8.4 การไหลในช่องเปิด

ในท่อระบายน้ำจะมีการไหลไม่เต็มท่อ ซึ่งสามารถหาค่ารัศมีไฮดรอลิคได้จากการหาค่ามุม θ ด้วยการแก้สมการ (8.2) และแทนค่าลงในสมการ (8.3)

$$A = \left(\frac{\theta - \sin\theta}{2} \right) r^2 \tag{8.2}$$

$$h = \left(1 - \frac{\sin\theta}{\theta} \right) \frac{r}{2} \tag{8.3}$$

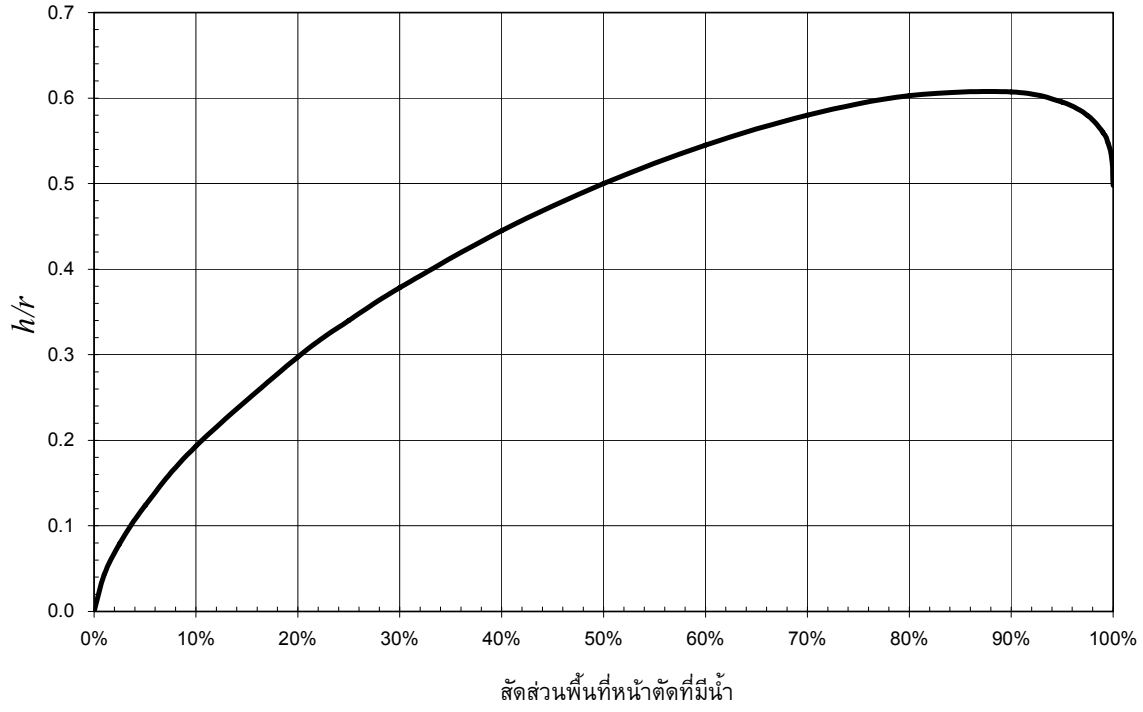
เมื่อ A คือพื้นที่หน้าตัดส่วนที่มีน้ำ (m^2)

θ คือมุมกวาดตามรูปที่ 8.4 (radian)

r คือรัศมีภายในท่อ (m)

และ h คือรัศมีไฮดรอลิก (m)

สมการ (8.3) และ (8.4) สามารถนำมาเขียนเป็นกราฟได้ดังรูปที่ 8.5



รูปที่ 8.5 รัศมีไฮดรอลิกในการไหลไม่เต็มท่อ

หากวิเคราะห์ชุดสมการของแมนนิ่งด้วยหลักการออพติไมเซชั่น จะพบว่าอัตราไหลสูงสุดของน้ำในท่อกลมจะเกิดเมื่อ มีน้ำไหล 97.5% ของหน้าตัดท่อ ($h = 0.58r$) อย่างไรก็ตามในการออกแบบต้องคำนึงถึงความเร็วการไหล และต้องเผื่อขนาดท่อไว้ด้วย ซึ่งการไหลของน้ำทิ้งในท่อแนวราบควรมีความเร็วไม่ต่ำกว่า 0.6 m/s โดยค่าที่เหมาะสมคือความเร็วไม่ต่ำกว่า 1.1 m/s สำหรับท่อขนาดต่ำกว่า 600 mm และความเร็วไม่ต่ำกว่า 1.5 m/s สำหรับท่อตั้งแต่ขนาด 600 mm ขึ้นไป (Sanks, 1998) เพื่อให้น้ำสามารถพาสิ่งปฏิกูลต่างๆไปได้ โดยจะให้มีน้ำอยู่ในท่อประมาณ 25% ($h = 0.34r$)ที่อัตราการไหลปกติ ส่วนที่เหลือของท่อเผื่อไว้กรณีที่มีการใช้น้ำมากกว่าปกติ ซึ่งมักออกแบบท่อระบายน้ำให้รองรับอัตราไหลเต็มที่เมื่อมีน้ำอยู่ในท่อ 50% ($h = 0.5r$) ดังนั้นจากสมการ (8.1) สามารถเขียนเป็นสูตรสำหรับกำหนดขนาดท่อได้โดยคูณความเร็วด้วยพื้นที่หน้าตัดเพื่อให้ได้อัตราไหล แล้วแทนค่า $n = 0.013$ และ $h = 0.5r$

$$Q = VA = \frac{1}{n} h^{\frac{2}{3}} S^{\frac{1}{2}} A$$

$$Q = \frac{1}{n} \left(0.5r\right)^{\frac{2}{3}} S^{\frac{1}{2}} \left(0.5\pi r^2\right)$$

$$Q = 76.12 S^{\frac{1}{2}} r^{\frac{8}{3}}$$

เมื่อเขียนในรูปของเส้นผ่านศูนย์กลาง จะได้สมการ (8.4)

$$d = 0.394 \left(\frac{Q}{\sqrt{S}} \right)^{\frac{3}{8}} \tag{8.4}$$

เมื่อ Q คืออัตราไหล (m^3/s)

ในทำนองเดียวกัน สำหรับการออกแบบที่การไหล 25% จะได้สมการสำหรับหาเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อเป็นดังสมการ (8.5)

$$d = 0.563 \left(\frac{Q}{\sqrt{S}} \right)^{\frac{3}{8}} \tag{8.5}$$

โดยในการใช้งาน สมการ (8.4) และ (8.5) จะต้องใช้ร่วมกับสมการ (8.1) เพื่อตรวจสอบความเร็วของการไหลไม่ให้ต่ำกว่า ค่าที่กล่าวไว้ข้างต้น

สมการของแมนนิ่งสามารถนำไปประยุกต์ใช้ในรูปของตารางอัตราการไหลที่ท่อระบายน้ำรับได้ที่พื้นที่การไหล 25% และ 50% ของพื้นที่หน้าตัดของท่อได้ตามตารางที่ 8.1 และ 8.2 ตามลำดับ และใช้ในรูปแบบของกราฟได้ตามรูป 8.6 และ 8.7

ตารางที่ 8.1 อัตราการไหลในท่อระบายน้ำเมื่อมีพื้นที่การไหล 25% ของพื้นที่หน้าตัดของท่อ

D	อัตราไหล (lpm) ที่ 25% ของพื้นที่				ความเร็ว (m/s)			
mm	1:200	1:100	1:50	1:25	1:200	1:100	1:50	1:25
50	7	9	13	19	0.2	0.3	0.5	0.6
65	13	19	27	38	0.3	0.4	0.5	0.8
80	20	28	39	56	0.3	0.4	0.6	0.8
100	42	60	85	120	0.4	0.5	0.7	1.0
150	125	177	250	353	0.5	0.7	0.9	1.3
200	269	380	538	761	0.6	0.8	1.1	1.6
250	488	690	975	1,380	0.7	0.9	1.3	1.9
300	793	1,122	1,586	2,243	0.7	1.1	1.5	2.1
400	1,708	2,416	3,416	4,831	0.9	1.3	1.8	2.6
500	3,097	4,380	6,194	8,760	1.1	1.5	2.1	3.0
600	5,036	7,122	10,072	14,244	1.2	1.7	2.4	3.4

หมายเหตุ แรเงาสีเทาเข้มแสดงถึงความเร็วต่ำกว่า 0.6 m/s

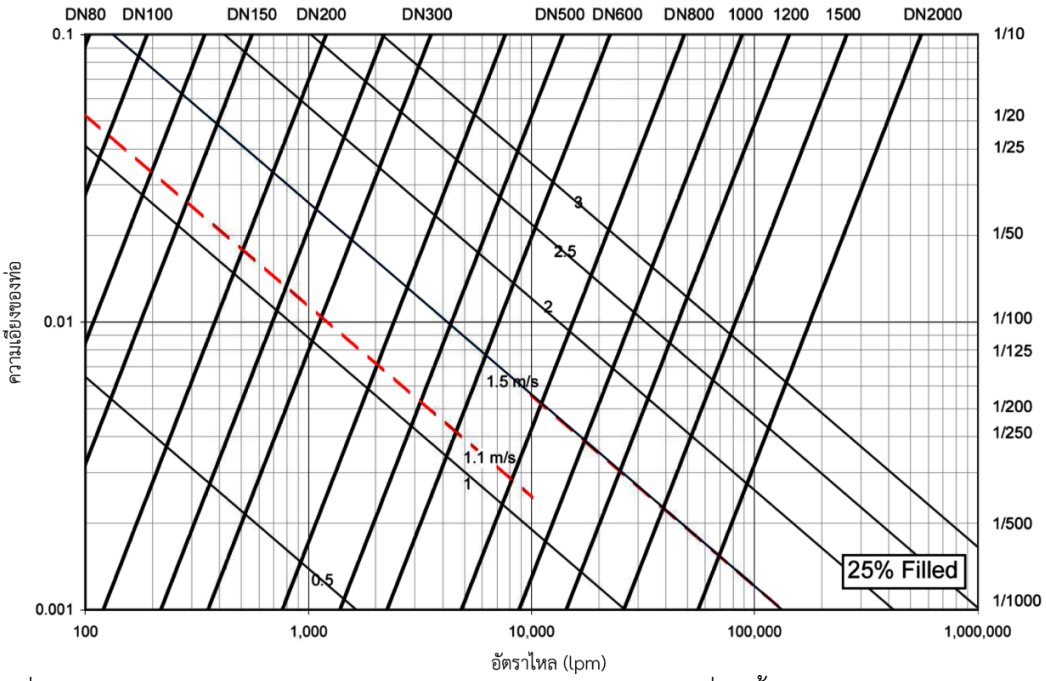
แรเงาสีเทาแสดงถึงความเร็วระหว่าง 0.6 – 1.1 m/s

ตารางที่ 8.2 อัตราการไหลในท่อระบายน้ำเมื่อมีพื้นที่การไหล 50% ของพื้นที่หน้าตัดของท่อ

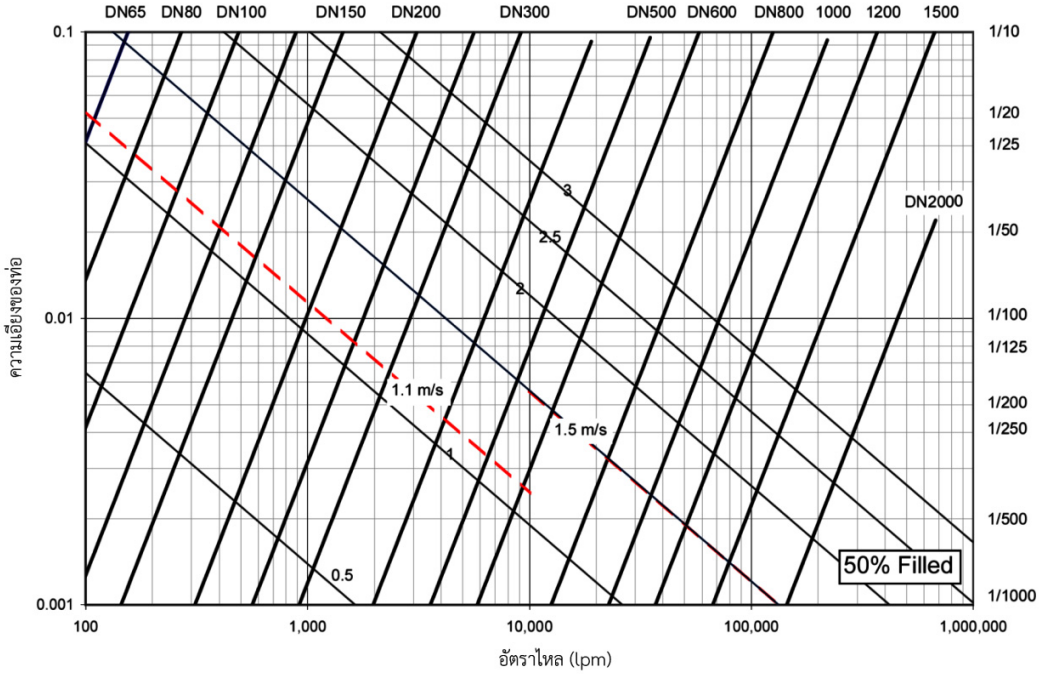
D	อัตราไหล (lpm) ที่ 50% ของพื้นที่				ความเร็ว (m/s)			
mm	1:200	1:100	1:50	1:25	1:200	1:100	1:50	1:25
50	17	24	35	49	0.3	0.4	0.6	0.8
65	35	49	69	98	0.3	0.5	0.7	1.0
80	60	85	121	171	0.4	0.6	0.8	1.1
100	110	155	219	310	0.5	0.7	0.9	1.3
150	323	457	646	914	0.6	0.9	1.2	1.7
200	696	984	1,392	1,968	0.7	1.0	1.5	2.1
250	1,261	1,784	2,523	3,568	0.9	1.2	1.7	2.4
300	2,051	2,901	4,103	5,802	1.0	1.4	1.9	2.7
400	4,418	6,248	8,836	12,495	1.2	1.7	2.3	3.3
500	8,010	11,328	16,020	22,656	1.4	1.9	2.7	3.8
600	13,025	18,420	26,050	36,841	1.5	2.2	3.1	4.3

หมายเหตุ แรเงาสีเทาเข้มแสดงถึงความเร็วต่ำกว่า 0.6 m/s

แรเงาสีเทาแสดงถึงความเร็วระหว่าง 0.6 – 1.1 m/s

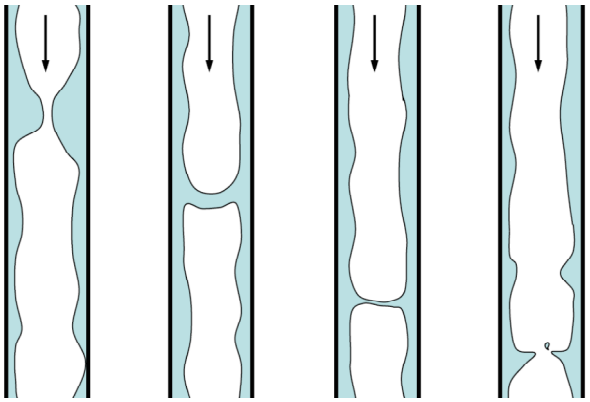


รูปที่ 8.6 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราไหล และความเอียงของท่อ เมื่อมีน้ำไหล 25% ของท่อ



รูปที่ 8.7 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราไหล และความเอียงของท่อ เมื่อมีน้ำไหล 50% ของท่อ

สำหรับการไหลในท่อแนวดิ่ง น้ำจะเกาะไปตามผิวท่อด้านใน โดยอาจมีการรวมตัวเป็นแผ่นฟิล์มเต็มพื้นที่การไหลได้หากปริมาณน้ำมาก (สำหรับท่อขนาด DN80 เกิดแผ่นฟิล์มเมื่อมีน้ำ 25% - 67% ของพื้นที่) ซึ่งการเกิดแผ่นฟิล์มนี้อาจเกิดขึ้น แตกออก และเกิดขั้นใหม่เป็นจังหวะ อยู่ในท่อดังรูปที่ 8.8 ทำให้เกิดเสียงดังได้



รูปที่ 8.8 การเกิดแผ่นฟิล์มในท่อ

นอกจากนี้ยังมีจุดที่น่าสนใจในการไหลในแนวดิ่งคือความเร็วของการไหลจะเพิ่มขึ้นเรื่อยๆ เมื่อน้ำไหลลงจากที่สูง แต่เนื่องจากแรงเสียดทานกับผิวท่อด้านในซึ่งแปรผันกับกำลังสองของความเร็วในการไหล จึงทำให้แรงโน้มถ่วงและแรงเสียดทานสมดุลกัน น้ำจึงไหลลงด้วยความเร็วคงที่เรียกว่าความเร็วสุดท้าย (Terminal velocity) การประมาณความเร็วสุดท้ายและระยะทางในแนวดิ่งที่ทำให้เกิดความเร็วสุดท้ายทำได้โดยสมการ (8.6) และ (8.7) (วริทธิ์ 2551)

$$V_t = 1.95\left(\frac{q}{d}\right)^{0.4} \tag{8.6}$$

$$L_t = 0.171V_t^2 = 0.65\left(\frac{q}{d}\right)^{0.8} \tag{8.7}$$

เมื่อ V_t คือความเร็วสุดท้าย (m/s)

L_t คือระยะทางจุดที่น้ำไหลเข้าท่อแนวดิ่งถึงจุดที่เกิดความเร็วสุดท้าย (m)

q คืออัตราการไหล (lpm)

และ d คือเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อ (mm)

เมื่อทดลองแทนค่าลงในสมการ โดยให้ใช้ท่อ DN100 ที่การไหล 50% ของท่อที่ความเร็วเริ่มต้น 1.2 m/s คิดเป็นอัตราไหล 283 lpm ได้ความเร็วสุดท้ายคือ 2.95 m/s ที่ระยะทางเพียง 1.5 เมตรเท่านั้น

เมื่อทำการดัดแปลงสมการ (8.6) ให้อยู่ในรูปของอัตราการไหลจะได้สมการที่ใช้ในการประมาณอัตราการไหลที่เกิดในท่อในแนวดิ่งคือสมการ (8.8)

$$q = 0.0187 AR^{1.67} d^{2.67} \tag{8.8}$$

เมื่อ AR สัดส่วนของพื้นที่หน้าตัดภายในท่อที่มีน้ำไหล q คืออัตราการไหล (lpm) และ d คือเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อ (mm)

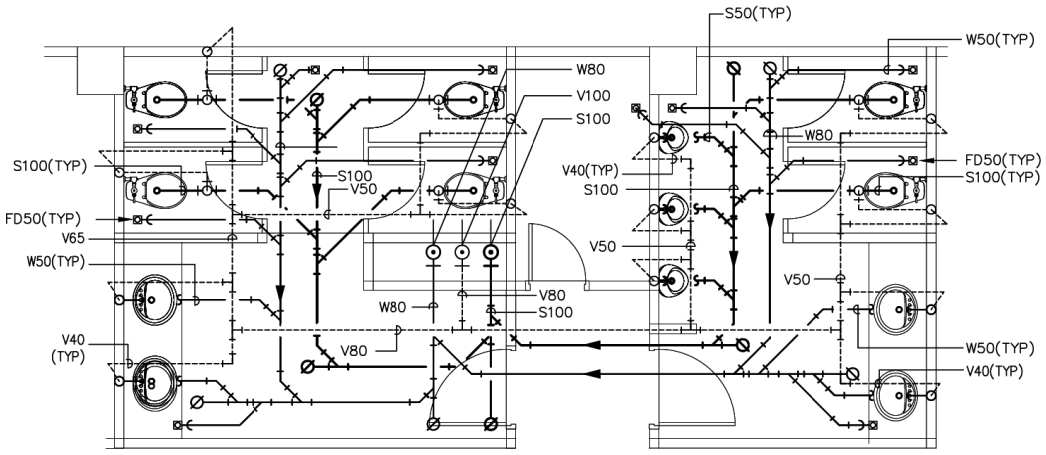
สมการ (8.8) สามารถเขียนในรูปของตารางแสดงสัมพันธ์ระหว่างขนาดของท่อระบายน้ำในแนวดิ่งกับอัตราไหลตามตารางที่ 8.2 ทั้งนี้ตารางกำหนดให้มีการไหล 25-30% ของท่อ เพื่อป้องกันการเกิดแผ่นฟิล์มดังที่กล่าวไปแล้ว

ตารางที่ 8.2 อัตราไหลในท่อระบายน้ำแนวดิ่ง

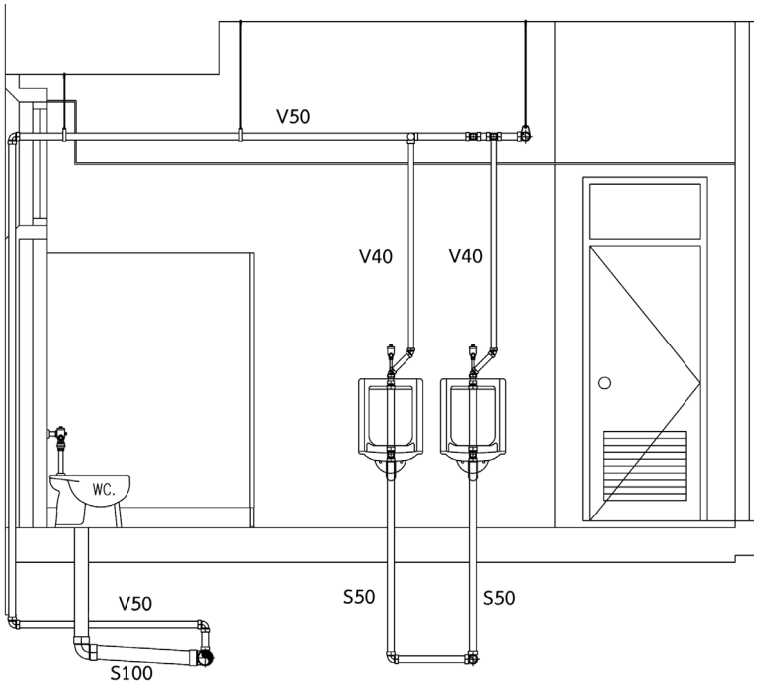
ขนาดท่อ DN	อัตราการไหล (lpm)	
	ที่ 25%	ที่ 30%
32	19	25
40	31	40
50	66	86
65	120	155
80	197	254
100	420	541
125	765	988
150	1,272	1,601
200	2,684	3,463

8.3 การออกแบบระบบท่อระบายน้ำในอาคาร

การออกแบบระบบท่อโสโครก (S) และท่อน้ำเสียท่อน้ำเสีย (W) ควรให้มีระยะทางเดินท่อในแนวราบน้อยที่สุด และใช้ข้องอแบบรัศมีใหญ่ ร่วมกับข้องอ 45 องศาแทนการใช้ข้องอ 90 องศา เพื่อให้การไหลเป็นไปอย่างราบลื่นที่สุด นอกจากนี้จะต้องมีจุดล้างท่ออยู่ที่พื้น ณ ปลายของกิ่งท่อระบายน้ำ เพื่อสะดวกในการทำความสะอาดกรณีที่ท่ออุดตัน ตัวอย่างการเดินท่อระบายน้ำในห้องน้ำแสดงในรูปที่ 8.9 โดยในแต่ละชั้นท่อน้ำโสโครก (S) และท่อน้ำเสียท่อน้ำเสีย (W) จะเดินอยู่ใต้พื้น ขณะที่ท่ออากาศ (V) จะเดินอยู่เหนือฝ้าเพดานดังตัวอย่างในรูป 8.10



รูปที่ 8.9 ตัวอย่างแบบท่อระบายน้ำในห้องน้ำ



รูปที่ 8.10 ตัวอย่างภาพตัดแสดงระดับของท่อน้ำโสโครกและท่ออากาศ

น้ำทิ้งในอาคาร จะเป็นน้ำทิ้งจากสุขภัณฑ์เป็นหลักซึ่งปริมาณน้ำทิ้งขึ้นอยู่กับปริมาณน้ำประปาที่ใช้ ดังนั้นการประเมินปริมาณน้ำทิ้งจึงใช้หลักการเดียวกับการประเมินความต้องการน้ำประปา คือใช้หน่วยสุขภัณฑ์เป็นตัวเชื่อมโยงไปสู่อัตราการไหลของน้ำทิ้ง ซึ่งได้มีการประเมินไว้เป็นหน่วยสุขภัณฑ์น้ำทิ้ง (Drainage fixture unit – DFU) ตามตารางที่ 8.3 รายละเอียดที่สำคัญในขั้นตอนข้างต้นคือการระบุหน่วยสุขภัณฑ์น้ำเสียของสุขภัณฑ์ต่างๆ ซึ่งมีหลักการเดียวกับการประเมินน้ำดีด้วยหน่วยสุขภัณฑ์น้ำประปา แต่ตัวเลขจะแตกต่างกัน และจากหน่วยสุขภัณฑ์น้ำเสีย สามารถนำไปประเมินปริมาณน้ำทิ้งและกำหนดขนาดท่อในแนวดิ่งและในแนวราบตามตารางที่ 8.4 ซึ่งมีพื้นฐานมาจากสมการของแมนนิ่ง โดยคิดอัตราการไหลจาก 1 DFU = 1.9 lpm

ตารางที่ 8.3 หน่วยสุขภัณฑ์น้ำทิ้ง (Nayyar, 2000)

อุปกรณ์ที่ใช้น้ำ	ตัวย่อ	หน่วยสุขภัณฑ์น้ำทิ้ง (DFU)	ขนาดท่อระบายน้ำ (DN)	ขนาดท่ออากาศ (DN)
อ่างอาบน้ำแบบไม่มีฝักบัว / Bath tub	BT	2	40	40
อ่างล้างมือในบ้าน / Lavatory (private)	LAV	1	32	32
อ่างล้างมือสาธารณะ / Lavatory (public)	LAV	2	32	32
ฝักบัวอาบน้ำ / Shower	SH	2	50	40
โถปัสสาวะชาย (วาล์วชักโครก) / Urinal (flush valve)	UR	4	50	40
โถส้วม (ถังชักโครก) / Water closet (flush tank)	WC	4	80	40
โถส้วม (วาล์วชักโครก) / Water closet (flush valve)	WC	6	80	40
ห้องน้ำขนาดเล็ก (ถังชักโครก) / Bathroom group (flush tank)	WC LAV SH/BT	6		
ห้องน้ำขนาดเล็ก (วาล์วชักโครก) / Bathroom group (flush valve)	WC LAV SH/BT	8		
โถปัสสาวะหญิง / Bidet	FD	5	80	40
ก๊อกน้ำดื่ม / Drinking fountain		1	32	32
อ่างล้างมือในคลินิก / Clinic sink		0.5	32	32
เครื่องล้างจานตามบ้าน / Dishwasher (domestic)		6	80	40
อ่างล้างมือทันตกรรม / Dental sink		2	40	40
อ่างล้างจานในครัว / Kitchen sink		1	32	32
เครื่องซักผ้า / Washing machine		3	40	40
อ่างซักผ้า / Laundry tray		3	50	40
ก๊อกสนามตามบ้าน / Hose bib (private)		2	40	40
อุปกรณ์อื่นๆ ตามขนาดท่อระบายน้ำ		1	1	32
		2	40	40
		3	50	40
		5	80	40

ตารางที่ 8.4 การกำหนดขนาดท่อระบายน้ำ

ขนาดท่อระบายน้ำ		หน่วยสุขภัณฑ์ที่ท่อรับได้ (DFU)							
		ท่อระบายน้ำในแนวนอน				ท่อแยกแนวนอน	ท่อแนวดิ่ง		
							ยาวไม่เกิน 3 ชั้น	ยาวเกิน 3 ชั้น	
DN	INCH	1:200	1:100	1:50	1:25			ตลอดท่อ	แต่ละชั้น
32	1-1/4					1	2	2	1
40	1-1/2					3	4	8	2
50	2			21	26	6	10	24	6
65	2-1/2			24	31	12	20	42	9
80	3			42*	50*	20*	48*	72**	20*
100	4		180	216	250	160	240	500	90
125	5		390	480	575	360	540	1,100	200
150	6		700	840	1,000	620	960	1,900	350
200	8	1,400	1,600	1,920	2,300	1,400	2,200	3,600	600
250	10	2,500	2,900	3,500	4,200	2,500	3,800	5,600	900
300	12	2,900	4,600	5,600	6,700	3,900	6,000	8,400	1,500
375	15	7,000	8,300	10,000	12,000	7,000			

* โถชักโครกไม่เกิน 2 โถ ** โถชักโครกไม่เกิน 6 โถ

8.4 การออกแบบระบบท่ออากาศ

ท่ออากาศเป็นช่องทางให้อากาศภายในท่อระบายน้ำและภายนอกไหลถ่ายเทกันได้ เพื่อให้ความดันภายในท่อระบายน้ำใกล้เคียงกับความดันบรรยากาศมากที่สุด หากไม่มีท่ออากาศ ความดันในระบบท่อระบายน้ำบางส่วนอาจสูงกว่าบรรยากาศทำให้กลิ่นรั่วไหลออกจากที่ดักกลิ่น และกดชักโครกไม่ลง ส่วนถ้าความดันภายในท่อระบายน้ำต่ำกว่าภายนอกเนื่องจากความเร็วของน้ำในท่อ จะทำให้มีการดูดอากาศภายนอกเข้าทางที่ดักกลิ่นซึ่งอาจทำให้น้ำในที่ดักกลิ่นขาด และกลิ่นเหม็นออกมาจากท่อได้

ท่ออากาศจะต่อออกมาจากท่อระบายน้ำของสุขภัณฑ์ต่างๆ และท่อระบายน้ำในแนวดิ่ง และเดินท่อขึ้นไปยังจุดสูง ซึ่งโดยทั่วไปท่ออากาศในห้องน้ำจะเดินขึ้นในระดับเหนือฝ้าเพดาน โดยมักใช้ท่อ PVC และการหักโค้งจะใช้ข้องอ 90 องศาดังตัวอย่างในรูปที่ 8.9

ไม่มีสมการง่ายๆที่อธิบายวิธีการกำหนดขนาดท่ออากาศ แต่มีข้อแนะนำวิธีกำหนดขนาดท่ออากาศตามหน่วยสุขภัณฑ์น้ำเสียและความยาวของท่ออากาศตามตารางที่ 8.5

ตารางที่ 8.5 ขนาดของท่ออากาศที่เหมาะสม (Nayyar, 2000)

ขนาดท่อระบายน้ำ DN	หน่วยสุขภัณฑ์ DFU	ขนาดท่ออากาศ DN								
		32	40	50	65	80	100	125	150	200
		ความยาวของท่ออากาศ (m)								
40	8	15	46							
50	12	9	23	61						
	20	8	15	46						
65	42		9	30	91					
80	10		9	30	30	183				
	30			18	61	152				
	60			15	24	122				
100	100			11	30	79	305			
	200			9	27	76	274			
	500			6	21	55	213			
125	200				11	24	107	305		
	500				9	21	91	274		
	1100				6	15	61	213		
150	350				8	15	61	122	396	
	620				5	9	38	91	335	
	960					7	30	76	305	
	1900					6	21	61	213	
200	600						15	46	152	396
	1400						12	30	122	366
	2200						9	24	107	335
	3600						8	18	76	244
250	1000							23	38	305
	2500							15	30	152
	3800							9	24	107
	5600							8	18	76

การกำหนดขนาดท่ออากาศส่วนต่างๆ ตามตารางที่ 8.5 มีวิธีการดังนี้

- ท่อเมนแนวดิ่ง ให้คิดจากจำนวนหน่วยสุขภัณฑ์ทั้งหมดท่อต่อเข้าที่เมน และ ใช้ความยาวจากทั้งหมดของท่อ โดยไม่มีการลดขนาดท่อตลอดทั้งเส้น
- ท่อกิ่งให้คิดระยะทางจากจุดท่อต้องการกำหนดขนาดไปยังสุขภัณฑ์ที่ไกลที่สุด
- ท่ออากาศที่ต่อจากสุขภัณฑ์ ให้ใช้ขนาดตามตารางที่ 8.3
- จุดท่ออากาศของอาคารต้องมีขนาดไม่ต่ำกว่าครึ่งหนึ่งของท่อระบายน้ำ

8.5 ท่อระบายน้ำฝน

ระบบระบายน้ำฝนอาศัยแรงโน้มถ่วงเป็นตัวขับดันการไหลเช่นเดียวกับระบบระบายน้ำเสียในหัวข้อก่อนๆ โดยในการออกแบบจะพิจารณาจากพื้นที่รับน้ำฝนและปริมาณน้ำฝนเป็นหลัก ซึ่งการวัดปริมาณน้ำฝนจะวัดเป็นความสูงของระดับน้ำฝนในภาชนะผนังตรงดังรูปที่ 8.11 ในหน่วยมิลลิเมตรต่อชั่วโมง โดยขณะที่ฝนตกหนักมากจะวัดได้ประมาณ 150 mm/h



รูปที่ 8.11 การวัดอัตราการตกของฝน

อัตราการตก 1 mm/h คิดเป็นปริมาณน้ำ 1 ลิตรต่อพื้นที่รับน้ำฝน 1 ตารางเมตร ดังนั้นจึงสามารถคิดเป็นอัตราการระบายน้ำได้เท่ากับ 0.0167 lpm/m^2 ต่ออัตราการตก 1 mm/h ซึ่งค่านี้นำไปใช้สร้างตารางสำหรับการออกแบบท่อระบายน้ำฝนในแนวนอนและแนวดิ่งได้ตามตาราง 8.6 และ 8.7 ตามลำดับ

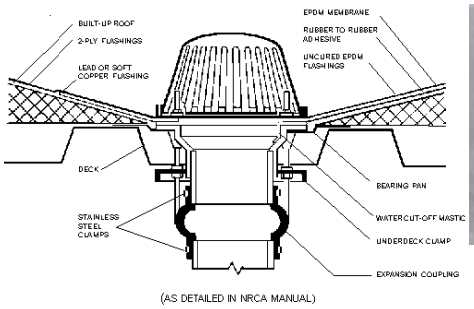
ตาราง 8.6 ขนาดของท่อระบายน้ำฝนในแนวนอน (จากมาตรฐาน ว.ส.ท. 1004-16)

ขนาดท่อ DN (mm)	อัตราการตก (มม/ชม) ที่ความลาดเอียง 1:100					อัตราการตก (มม/ชม) ที่ความลาดเอียง 1:50				
	50	75	100	125	150	50	75	100	125	150
	พื้นที่รับน้ำฝน (ตารางเมตร)					พื้นที่รับน้ำฝน (ตารางเมตร)				
80	150	100	75	60	50	215	145	110	85	70
100	350	230	175	140	115	490	330	245	200	165
125	620	415	310	250	210	880	585	440	350	290
150	1000	660	500	400	330	1400	935	700	560	470
200	2140	1425	1070	855	700	3030	2020	1515	1210	1010

ตาราง 8.7 ขนาดของท่อระบายน้ำฝนในแนวดิ่ง (จากมาตรฐาน ว.ส.ท. 1004-16)

ขนาดท่อ DN (mm)	อัตราการตก (มม/ชม)					
	50	75	100	125	150	175
	พื้นที่รับน้ำฝน (ตารางเมตร)					
50	135	90	70	55	45	35
65	240	160	120	100	80	60
80	410	270	200	165	140	100
100	860	570	430	340	285	215
125			800	640	540	400
150					840	630

การระบายน้ำฝนออกจากพื้นจะผ่านทางช่องระบายน้ำฝน (Roof drain) ซึ่งจะมีขนาดเท่ากับท่อระบายน้ำฝน โดยลักษณะมักต่างจากช่องระบายน้ำที่พื้นในอาคารทั่วไปตรงที่มีตะแกรงสูงขึ้นจากพื้น ดังรูปที่ 8.12(ก) เพื่อป้องกันไม่ให้เกิดการอุดตันได้ง่าย รูปที่ 8.12(ค) แสดงตัวอย่างการติดตั้งที่ไม่ดีโดยการฝังช่องระบายน้ำฝนอยู่ต่ำกว่าพื้นทำให้เกิดการอุดตันได้ง่าย



ก. วิธีการติดตั้ง



ข. การติดตั้งที่ดี



ค. การติดตั้งที่ไม่ดี

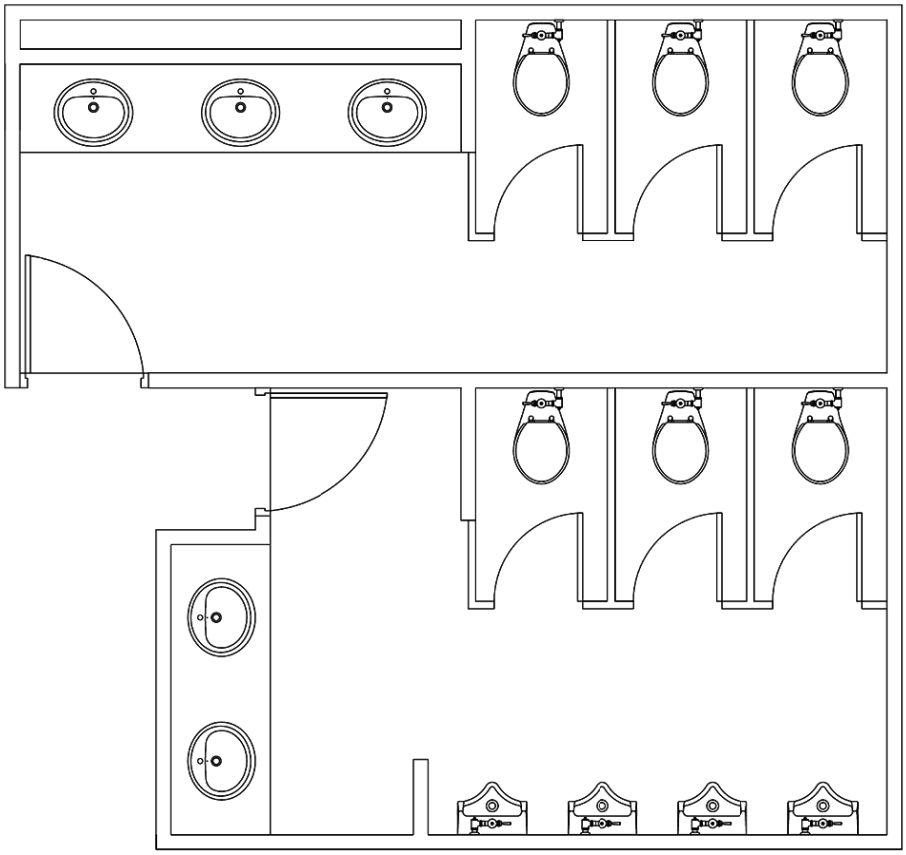
รูปที่ 8.12 ช่องระบายน้ำฝนแบบหัวเห็ด

การติดตั้งช่องระบายน้ำฝนจะต้องมีจำนวนอย่างน้อย 2 จุด บนพื้นที่ 1000 ตารางเมตรแรก และไม่ต่ำกว่า 1 จุด ต่อทุกๆ 1000 ตารางเมตรต่อไป โดยตำแหน่งการติดตั้งขึ้นอยู่กับรูปร่างของพื้นที่และแนวเสาที่เอื้อต่อการเดินท่อระบายน้ำฝนแนวดิ่ง

ในการออกแบบท่อระบายน้ำฝนต้องทำควบคู่กับการออกแบบโครงสร้างดาดฟ้า เพราะจะต้องมีการเทพื้นให้มีความลาดเอียงไปหาช่องระบายน้ำฝนด้วย นอกจากนี้ในอาคารที่มีพื้นที่รับน้ำฝนมากอาจต้องเผื่อน้ำหนักของน้ำฝนที่จะค้างอยู่บนดาดฟ้าในกรณีที่ระบายน้ำไม่ทันอีกด้วย ระบบนี้จึงเป็นงานที่เกี่ยวข้องกับงานโยธาเป็นอย่างมาก

แบบฝึกหัด

8.1) จงออกแบบระบบระบายน้ำสำหรับห้องน้ำในรูปด้านล่าง. เขียนแนวท่อและกำหนดขนาดท่อลงใน พร้อมทั้งแสดงรายการคำนวณ

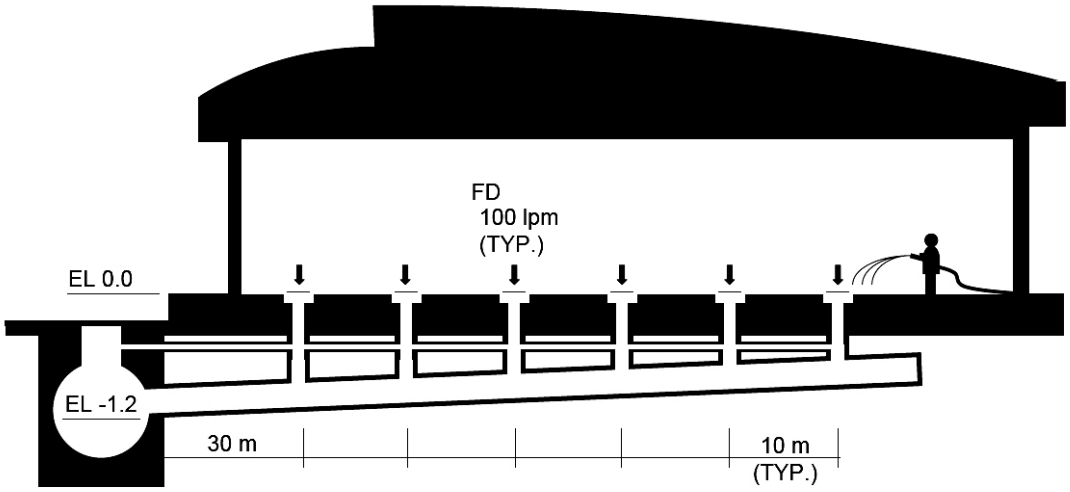


8.2) จงพิสูจน์ว่า อัตราไหลสูงสุดของน้ำที่ไหลด้วยแรงโน้มถ่วงของโลกในท่อกลมจะเกิดเมื่อ มีน้ำไหล 97.5% ของหน้าตัดท่อ ($h = 0.58r$)

8.3 จงออกแบบระบบระบายน้ำจากโรงงานตามรูป

(8.3.1) กำหนดขนาดท่อระบายน้ำเมน และกำหนดความลาดเอียงของท่อ ให้น้ำไหล 50% ของท่อ

(8.3.2) กำหนดขนาดท่ออากาศ (vent pipe)



บทที่ 9 การออกแบบระบบท่อน้ำดับเพลิง

ระบบดับเพลิงเป็นระบบทางวิศวกรรมที่สำคัญมากอีกระบบหนึ่งในอาคารและในอุตสาหกรรม ระบบดับเพลิงมีส่วนประกอบหลายส่วน โดยระบบน้ำดับเพลิงเป็นเพียงส่วนประกอบหนึ่งเท่านั้น บทนี้จะกว่าถึงหลักการพื้นฐานในการออกแบบระบบท่อน้ำดับเพลิง โดยสรุปสาระสำคัญจาก มาตรฐานการป้องกันอัคคีภัย โดยวิศวกรรมสถานแห่งประเทศไทย ในพระบรมราชูปถัมภ์ พ.ศ. 2551 คู่มือปฏิบัติงานตามประกาศกระทรวงอุตสาหกรรม เรื่องการป้องกันและระงับอัคคีภัยในโรงงาน พ.ศ. 2552 และกฎหมายที่เกี่ยวข้อง ทั้งนี้ในระดับสากลจะอิงตามมาตรฐาน NFPA

9.1 พื้นฐานของระบบดับเพลิง

เพลิงไหม้เกิดขึ้นได้จากองค์ประกอบสามส่วนที่เรียกว่าสามเหลี่ยมไฟ (Fire triangle) คือ ความร้อน ออกซิเจน และเชื้อเพลิง ดังรูปที่ 9.1 การดับเพลิงจึงเป็นการแยกองค์ประกอบเหล่านี้ออกจากกันเช่น การฉีดน้ำดับเพลิงเพื่อกำจัดความร้อน หรือการใช้ถังดับเพลิงฉีดก๊าซฮาลอนใส่จุดที่เพลิงไหม้เป็นการเจอจางออกซิเจนในอากาศ เป็นต้น



รูปที่ 9.1 สามเหลี่ยมไฟ

ในการจัดการเพลิงไหม้มีมาตรการดำเนินการในหลายส่วนได้แก่ ***ระบบสัญญาณแจ้งเหตุเพลิงไหม้*** ประกอบด้วยอุปกรณ์ตรวจจับควัน และ ความร้อน (Smoke and heat detectors) ที่ติดอยู่ตามฝ้าเพดาน รวมทั้งการแจ้งโดยคนโดยอุปกรณ์แจ้งเหตุเพลิงไหม้ที่อยู่ตามกำแพงอาคาร ซึ่งทั้งหมดจะเชื่อมโยงกับตู้ควบคุมระบบซึ่งจะสั่งให้อุปกรณ์เตือนเพลิงไหม้ดังขึ้น และระบบที่เกี่ยวข้องเริ่มทำงาน เมื่อเพลิงไหม้เกิดขึ้นก็เป็นหน้าที่ของ ***ระบบดับเพลิง*** ซึ่งประกอบด้วย ถังเคมีดับเพลิง ระบบน้ำดับเพลิง ถังสำรองน้ำดับเพลิง ปั๊มน้ำดับเพลิง ระบบท่อสายฉีดน้ำดับเพลิง และระบบหัวโปรยน้ำดับเพลิง ทั้งนี้แล้วแต่ลักษณะของอาคารดังจะกล่าวต่อไป นอกจากนั้นในส่วนของผู้คนในอาคาร ก็จะต้องหนีออกจากตัวอาคารทาง ***ระบบหนีไฟ*** อันประกอบด้วยบันไดหนีไฟ ป้ายไฟสัญญาณบอกทาง และระบบไฟแสงสว่างฉุกเฉิน ซึ่งในกรณีที่เป็นอาคารปิดทึบจะต้องมีประตูหนีไฟที่เปิดทางเดียวและมีพัดลมสร้างความดันในช่องบันไดให้สูงกว่าภายนอก นอกจากนี้ในอาคารสูงก็อาจมีลิฟท์สำหรับพนักงานดับเพลิงโดยเฉพาะด้วย ในบทนี้จะเน้นที่ระบบท่อน้ำดับเพลิงเท่านั้น ผู้ที่สนใจรายละเอียดในส่วนอื่นๆขอให้ศึกษาเพิ่มเติมจากมาตรฐานที่อ้างอิงข้างต้น



(จาก คู่มือปฏิบัติงานตามประกาศกระทรวงอุตสาหกรรม เรื่องการป้องกันและระงับอัคคีภัยในโรงงาน พ.ศ. 2552)

รูปที่ 9.2 ระบบสัญญาณแจ้งเหตุเพลิงไหม้



ปั๊มน้ำดับเพลิง



สายฉีดน้ำดับเพลิง



หัวโปรยน้ำดับเพลิง (สปริงเกลอร์)



ถังเคมีดับเพลิง

รูปที่ 9.3 ส่วนประกอบในระบบดับเพลิง

9.2 นิยามและข้อกำหนด

หัวข้อนี้กล่าวถึงนิยามและข้อกำหนดของทางราชการที่เกี่ยวข้องโดยตรงกับการออกแบบระบบดับเพลิง ได้แก่

ประเภทของอาคาร

พระราชบัญญัติ ควบคุมอาคาร (ฉบับที่ 3) พ.ศ. 2543 มาตรา 5 ได้ให้นิยามของอาคารประเภทต่างๆไว้ดังนี้

อาคารสูง หมายถึง อาคารที่บุคคลอาจเข้าอยู่หรือเข้าใช้สอยได้ที่มีความสูงตั้งแต่ 23 เมตรขึ้นไป การวัดความสูงของอาคารให้วัดจากระดับพื้นดินที่ก่อสร้างถึงพื้นดาดฟ้า สำหรับอาคารทรงจั่วหรือปั้นหยาให้วัดจากระดับพื้นดินที่ก่อสร้างถึงยอดผนังของชั้นสูงสุด

อาคารขนาดใหญ่พิเศษ หมายถึง อาคารที่ก่อสร้างขึ้นเพื่อใช้พื้นที่อาคารหรือส่วนใดของอาคารเป็นที่อยู่อาศัยหรือประกอบกิจการประเภทเดียวหรือหลายประเภท โดยมีพื้นที่รวมกันทุกชั้นในหลังเดียวกันตั้งแต่ 10,000 ตารางเมตรขึ้นไป

อาคารชุมนุมคน หมายถึง อาคารหรือส่วนใดของอาคารที่บุคคลอาจเข้าไปภายในเพื่อประโยชน์ในการชุมนุมคนที่มีพื้นที่ตั้งแต่ 1,000 ตารางเมตรขึ้นไป หรือชุมนุมคนได้ตั้งแต่ 500 คนขึ้นไป

โรงมหรสพ หมายถึง อาคารหรือส่วนใดของอาคารที่ใช้เป็นสถานที่สำหรับฉายภาพยนตร์ แสดงละคร แสดงดนตรี หรือการแสดงรื่นเริงอื่นใด และมีวัตถุประสงค์เพื่อเปิดให้สาธารณชนเข้าชมการแสดงนั้นเป็นปกติธุระ โดยจะมีค่าตอบแทนหรือไม่ก็ตาม

ประภทของเพลิง

เพลิง แบงออกเป็น 5 ประเภท ได้แก่

ประเภท ก (Class A) หมายถึง เพลิงที่เกิดจากวัสดุติดไฟปกติ เชน ไม้ ผ้า กระดาษ ยาง และพลาสติก

ประเภท ข (Class B) หมายถึง เพลิงที่เกิดจากของเหลวติดไฟ เช่น น้ำมัน จารบี สีน้ำมัน และแก๊สติดไฟต่างๆ

ประเภท ค (Class C) หมายถึง เพลิงที่เกิดขึ้นจากอุปกรณ์ไฟฟ้า เช่น ไฟฟ้าลัดวงจร

ประเภท ง (Class D) หมายถึง เพลิงที่เกิดขึ้นจากโลหะทติดไฟได้ เช่น แมกนีเซียม เซอร์โครเนียม โซเดียม ลิเธียม และโปแตสเซียม

ประเภท จ (Class K) หมายถึง เพลิงที่เกิดจากไขมันพืชหรือสัตว์

สารดับเพลิงแต่ละชนิดเหมาะกับการดับเพลิงประเภทต่างๆตามตารางที่ 9.1

ตารางที่ 9.1 สารดับเพลิงสำหรับเพลิงประเภทต่างๆ

สารดับเพลิง	ประภทของเพลิง			
	ก	ข	ค	ง
น้ำ	✓			
กรดโซดา (Acid-Soda)	✓			
โฟม	✓	✓		
โฟมเหลวที่แผ่เป็นฟิล์ม (Aqueous Film Forming Foam - AFFF)	✓	✓		
เคมีแห้ง ABC	✓	✓	✓	
เคมีแห้ง (Potasium Carbonate)		✓	✓	
CO_2		✓	✓	
วิธีพิเศษ				✓

ข้อกำหนดในการติดตั้งระบบดับเพลิง ต้องประกอบด้วย
(1) เครื่องดับเพลิงมือถือ ชนิดที่เหมาะสมกับประเภทของเพลิงในแต่ละพื้นที่ สำหรับอาคารทุกประเภท ทุกขนาด
(2) จัดให้มีเฉพาะระบบท่อยืน และสายฉีดน้ำดับเพลิง สำหรับอาคารที่ไม่เข้าข่ายอาคารสูงหรืออาคารขนาดใหญ่พิเศษ หรืออาคารโรงมหรสพบางประเภท หรืออาคารสถานบริการบางประเภทตามที่ระบุไว้ในกฎกระทรวงที่ออกตาม พรบ.ควบคุมอาคาร
(3) จัดให้มีระบบท่อยืน และสายฉีดน้ำดับเพลิง พร้อมทั้งระบบดับเพลิงอัตโนมัติ เช่น ระบบหัวกระจายน้ำดับเพลิง (sprinkler system) สำหรับอาคารที่เข้าข่าย***อาคารสูง*** หรือ ***อาคารขนาดใหญ่พิเศษ*** หรืออาคารโรงมหรสพบางประเภท หรืออาคารสถานบริการบาง ประเภทตามที่ระบุไว้ในกฎกระทรวงที่ออกตาม พ.ร.บ.ควบคุมอาคาร
(4) ในอาคารหลังหนึ่งๆ อาจมีระบบดับเพลิงได้ตั้งแต่หนึ่งระบบขึ้นไป ในกรณีที่จำเป็นต้องจัดให้มีระบบท่อยืนและสายฉีดน้ำดับเพลิง และ/ หรือ ระบบดับเพลิงอัตโนมัติ เช่น ระบบหัวกระจายน้ำดับเพลิง (sprinkler system) แต่ละระบบอย่างน้อยจะต้อง ประกอบด้วย แหล่งสำรองน้ำดับเพลิง ระบบท่อยืน และเครื่องสูบน้ำดับเพลิง พร้อม ระบบควบคุมการทำงาน
(5) ระบบท่อยืน สามารถใช้เป็นระบบส่งน้ำดับเพลิงร่วมสำหรับทั้งสายฉีดน้ำดับเพลิง และ ระบบหัวกระจายน้ำดับเพลิงได้ โดยผู้ออกแบบอาจต้องออกแบบให้มีประตูน้ำ และ/หรือ ประตูน้ำลดแรงดันในตำแหน่งที่จำเป็นเพื่อปรับแรงดันที่จ่ายน้ำไปดับเพลิงได้อย่าง เหมาะสมได้ในทุกจุด ระบบท่อยืนโดยทั่วไปยังประกอบด้วย หัวรับน้ำดับเพลิง ชุดทดสอบระบบ วาล์วระบายน้ำทิ้ง สวิทช์สัญญาณการไหล และวาล์วระบายอากาศเพื่อป้องกันอากาศไปขวางทางน้ำ

ระบบท่อน้ำกับเพลิงมีทั้งแบบท่อแห้งซึ่งปกติไม่มีน้ำในท่อแต่อัดอากาศหรือก๊าซไว้ในท่อโดยน้ำจะไหลเข้าท่อเมื่อความดันในท่อลดลง (ระบบนี้เหมาะกับบริเวณที่มีอุณหภูมิต่ำกว่าจุดเยือกแข็ง) และแบบท่อเปียกที่มีน้ำแรงดันสูงรออยู่ในท่อพร้อมใช้งาน ในที่นี้จะกล่าวถึงระบบท่อเปียกที่ใช้กันในประเทศไทย

9.3 ระบบท่อยืนและสายฉีดน้ำดับเพลิง

ระบบท่อยืนและสายฉีดน้ำดับเพลิง เป็นระบบน้ำดับเพลิงหลักของอาคาร ซึ่งในภาพรวมอาคารจะต้องมีถังสำรองน้ำดับเพลิง ดังรูปที่ 9.4 ซึ่งอาจเป็นถังเดียวกับถังสำรองน้ำประปาโดยให้ปั๊มน้ำประปาดูดน้ำจากระดับที่สูงกว่าระดับสำรองน้ำดับเพลิง ทั้งนี้ต้องมีปริมาณน้ำสำรองสำหรับการดับเพลิงไม่ต่ำกว่า 30 นาที ระบบท่อนี้จะต่อออกนอกอาคารผ่านเช็ควาล์วไปยังหัวรับน้ำ (Siamese

connection – รูปที่ 9.5) ที่พนักงานดับเพลิงสามารถปั๊มน้ำจากรถน้ำดับเพลิงเข้ามาช่วยดับเพลิงในอาคารได้

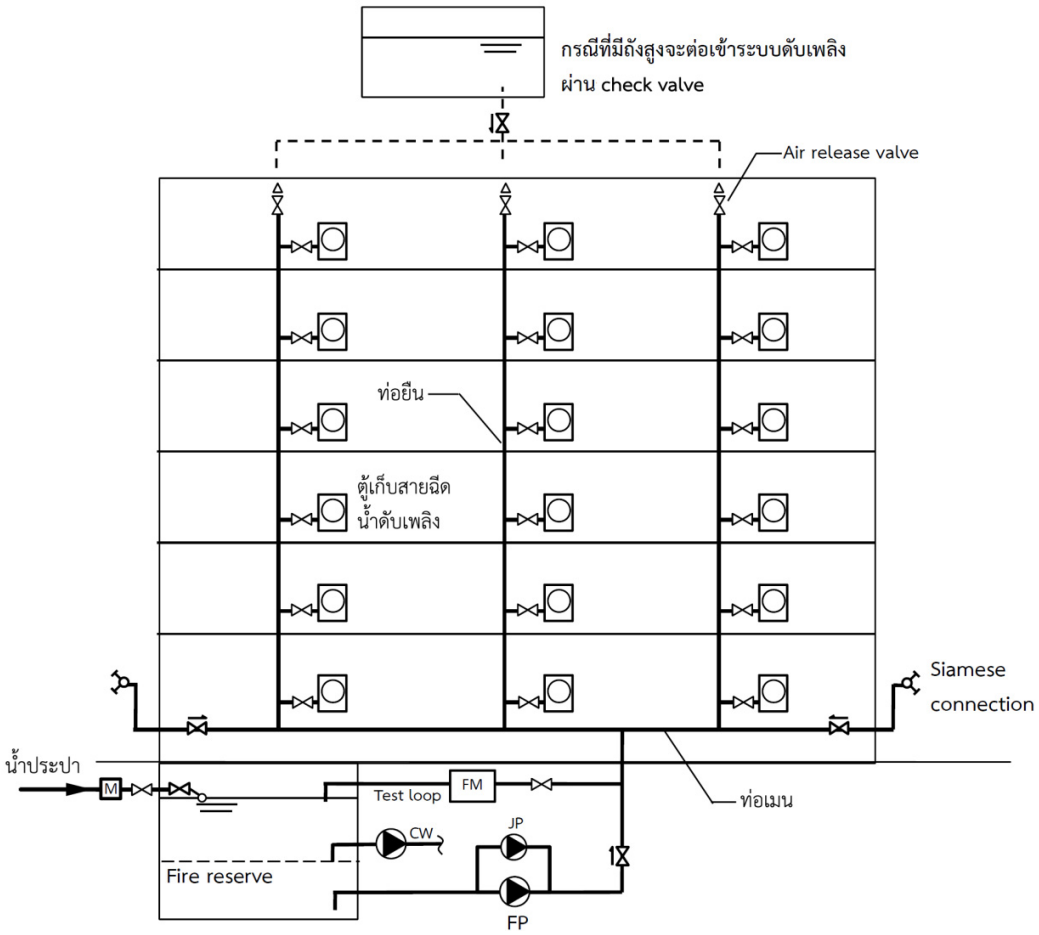
ระบบท่อยืนแบ่งเป็น 3 คลาสตามขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของหัวฉีดน้ำดับเพลิงคือ

Class I – สายฉีดและหัวฉีดขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 65 mm

Class II – สายฉีดและหัวฉีดขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 25 mm หรือ 40 mm

Class III – สายฉีดและหัวฉีดขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 25 mm หรือ 40 mm และ 65 mm

สายฉีดและหัวฉีดขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 65 mm มีไว้สำหรับพนักงานดับเพลิงและผู้ที่ได้รับการฝึกมาแล้วเท่านั้น



รูปที่ 9.4 ระบบท่อยืน



รูปที่ 9.5 หัวต่อน้ำดับเพลิงเข้าอาคาร

โดยทั่วไปจะออกแบบให้ตู้สายฉีดน้ำดับเพลิงอยู่ใกล้หรือติดกับท่อยืน โดยสายสูบมาตรฐานจะมีความยาว 23m หรือ 30m ซึ่งมาตรฐาน NFPA 14 กำหนดไว้ว่าสายฉีดจะต้องสามารถลากเข้าถึงระยะอย่างต่ำ 10 เมตรจากพื้นที่ที่ไม่มีสายฉีดอยู่ ดังนั้นผู้ออกแบบจะต้องวางตำแหน่งของตู้สายฉีดน้ำดับเพลิงให้สามารถเข้าถึงพื้นที่ดังกล่าวได้ซึ่งอาจจะต้องมีการลัดเลี้ยวไปตามการกั้นห้องด้วย หากเป็นพื้นที่เปิด อาจใช้การวาดวงกลมด้วยรัศมีเท่ากับความยาวของสายฉีด ให้ครอบคลุมพื้นที่ทั้งหมดของอาคาร หรือเหลือช่องระหว่างวงกลมไม่เกิน 10 เมตร โดยมีตำแหน่งตู้สายฉีดน้ำดับเพลิงอยู่ที่จุดศูนย์กลางของวงกลม ซึ่งก็จะทำให้ได้ตำแหน่งและจำนวนของท่อยืนที่ต้องใช้

ตารางที่ 9.2 ข้อกำหนด Class ของท่อยืนตามประเภทอาคาร

ประเภทของอาคาร	มีระบบหัวโปรยน้ำ		ไม่มีระบบหัวโปรยน้ำ	
	Class	สายฉีดน้ำดับเพลิง	Class	สายฉีดน้ำดับเพลิง
(1) อาคารสูง (เกิน 23 m)	ไม่ต้องมี	ไม่ต้องมี	III	ต้องมี
(2) อาคารที่มีพื้นที่มากกว่า 4,000 m^2	III	ต้องมี	III	ต้องมี
(3) อาคารตั้งแต่ 4 ชั้นขึ้นไป แต่ไม่ใช่อาคารสูง	II	ต้องมี	II	ต้องมี

การกำหนดขนาดท่อยืน

ท่อยืนแต่ละท่อต้องมีความสามรถในการส่งน้ำ 500 gpm (1,893 lpm) (100gpm สำหรับ Class II) ความดันในระบบไม่เกิน 25 barG โดยมีความดันใช้งานที่สายฉีดอยู่ในช่วง 4.5 – 7 barG

ขนาดของท่อยืนสำหรับอาคารประเภทที่ (1) และ (2) ตามตารางที่ 9.2 กำหนดให้เป็นดังนี้

- ท่อยืนที่สูงไม่เกิน 30m ขนาดท่อจะต้องไม่เล็กกว่า DN100
- ท่อยืนที่สูงเกิน 30m ขนาดท่อจะต้องไม่เล็กกว่า DN150
- ท่อยืนร่วมต้องมีขนาดไม่เล็กกว่า DN150 ยกเว้นอาคารที่ติดตั้งระบบหัวโปรยน้ำอัตโนมัติ ให้หาขนาดท่อจากการคำนวณทาง กลศาสตร์ของไหล

ขนาดของท่อยืนสำหรับอาคารประเภทที่ (3) ตามตารางที่ 9.2 กำหนดให้เป็นดังนี้

- ท่อยืนที่สูงไม่เกิน 15m ขนาดท่อจะต้องไม่เล็กกว่า 50 mm
- ท่อยืนที่สูงเกิน 15m ขนาดท่อจะต้องไม่เล็กกว่า 65 mm

การกำหนดขนาดท่อเมน

ในกรณีที่ระบบท่อยืนมีมากกว่าหนึ่งท่อ ปริมาณการส่งจ่ายน้ำจะต้องไม่น้อยกว่า 500 gpm (1,893 lpm) สำหรับท่อยืนท่อแรกและ 250 gpm (946 lpm) สำหรับท่อยืนแต่ละท่อที่เพิ่มขึ้น

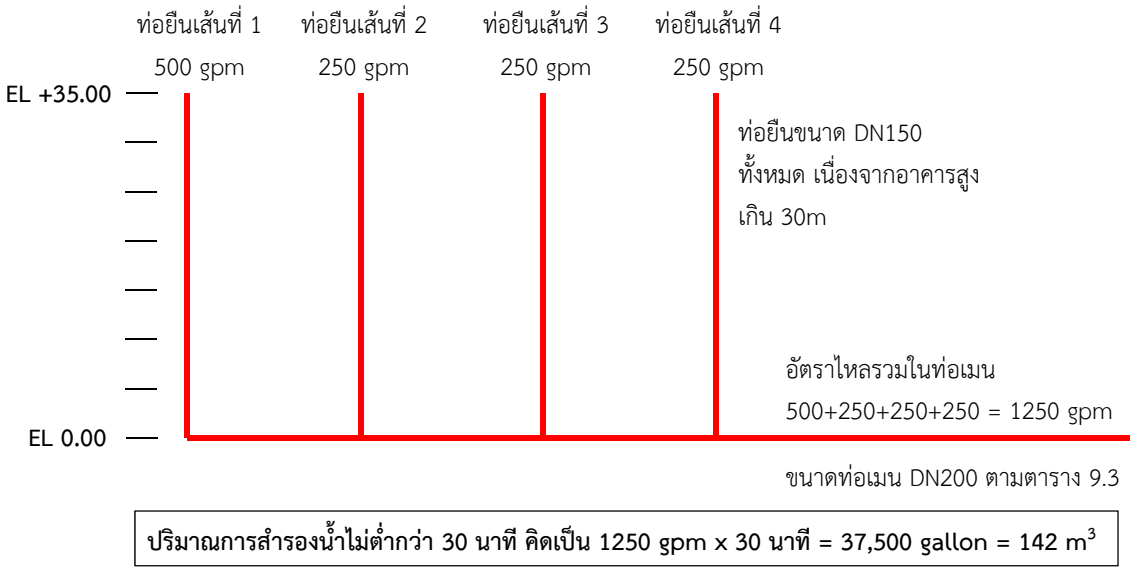
ในกรณีที่ปริมาณการส่งน้ำรวมของท่อยืนเกิน 1,250 gpm ให้ใช้ปริมาณการส่งน้ำที่ 1,250 gpm หรือมากกว่าได้ ปริมาณน้ำสำหรับดับเพลิงต้องมีเพียงพอให้การส่งน้ำตามอัตราการไหลที่ระบบท่อยืนต้องการ เป็นเวลาไม่น้อยกว่า 30 นาที การกำหนดขนาดท่อเมนสามารถเขียนได้ตามตารางที่ 9.3 และรูปที่ 9.6

ทั้งนี้ให้ตรวจสอบความดันตกในท่อ ตามอัตราไหลข้างต้น ที่ระยะความยาวถึงหัวฉีดไกลสุด เพื่อให้ไม่เกิดแรงดันสูญเสียมากเกินไป ซึ่งจะทำให้สามารถฉีดน้ำดับเพลิงได้ไกลครอบคลุมพื้นที่ตามที่ออกแบบได้สำเร็จ แรงดันที่ปลายหัวฉีดที่ไกลที่สุดต้องไม่น้อยกว่า 4.50 barG (46 m.WG.)

ในกรณีอาคารสูง แรงดันสูงสุดในระบบท่อยืนจะต้องไม่เกินค่าแรงดันใช้งานที่ปลอดภัยของวัสดุท่อที่ใช้ ท่อส่วนที่แยกเข้าสายฉีดน้ำดับเพลิงจะต้องมีแรงดันไม่เกิน 7 barG (71 m.WG.) เพื่อควบคุมไม่แรงดันที่สายฉีดสูงเกินไป ซึ่งจะเป็นการเสี่ยงอันตรายต่อผู้ใช้ ดังนั้นจุดแยกท่อเข้าสายฉีดที่พบว่ามีแรงดันเกินกว่า 7 barG ให้ติดตั้งวาล์วลดแรงดัน หรือในกรณีอาคารสูงมากอาจแยกเขตของระบบจ่ายน้ำดับเพลิง เป็นเขตล่าง กลาง บน

ตารางที่ 9.3 การกำหนดขนาดท่อเมนส่งน้ำดับเพลิง

จำนวนท่อยืน	อัตราไหล gpm (lpm)	ขนาดท่อเมน นิ้ว (mm)
1	500 (1,893)	6 (DN150)
2	750 (2,839)	6 (DN150)
3	1,000 (3,785)	8 (DN200)
4	1,250 (4,731)	8 (DN200)
5	1,500 (5,678)	10 (DN250)
6	1,750 (6,624)	10 (DN250)
7	2,000 (7,570)	10 (DN250)
8	2,250 (8,516)	10 (DN250)
9	2,500 (9,462)	12 (DN300)
10	2,750 (10,410)	12 (DN300)



รูปที่ 9.6 ตัวอย่างการกำหนดขนาดท่อน้ำดับเพลิง

9.4 ระบบหัวโปรยน้ำดับเพลิง

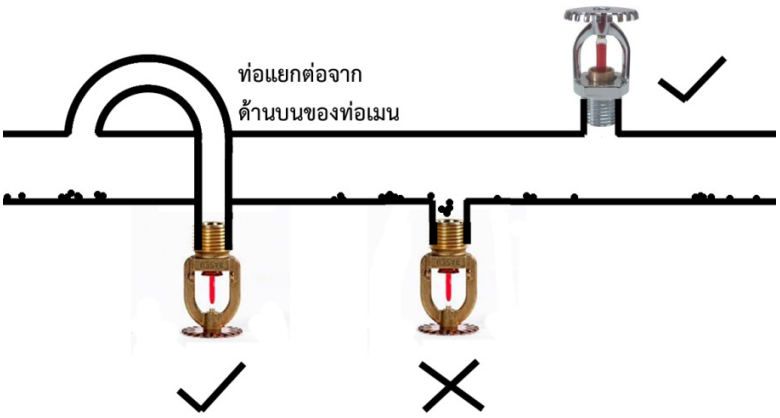
หัวโปรยน้ำดับเพลิง (Sprinklers) มีหลายชนิด หากจำแนกโดยจุกอุดที่จะเสียหายเมื่อได้รับความร้อน จะจำแนกเป็น แบบกระเปาะแก้ว และแบบฟิวส์โลหะ ดังรูปที่ 9.7 ซึ่งแต่ละชนิดมีรหัสสีที่ระบุอุณหภูมิทำงานให้เลือกใช้ให้เหมาะสมกับอุณหภูมิฝ้าเพดาน ณ ตำแหน่งที่ติดตั้งของอาคารนั้น เช่น แบบกระเปาะแก้วตามอาคารจะใช้แบบกระเปาะสีแดง สำหรับอุณหภูมิฝ้าเพดานไม่เกิน 38°C โดยกระเปาะจะแตกที่ 57 – 77°C หากเป็นพื้นที่ที่อุณหภูมิสูงขึ้นอย่างในโรงงาน จะใช้แบบสีเหลือง สำหรับอุณหภูมิฝ้าเพดานไม่เกิน 66°C และแตกที่ 79 – 107°C ถัดไปเป็นสีฟ้า ม่วง และดำ สำหรับอุณหภูมิสูงขึ้นไปอีกตามลำดับ



(ก) แบบกระเปาะแก้ว (ข) แบบฟิวส์โลหะ

รูปที่ 9.7 หัวโปรยน้ำดับเพลิง

หากจำแนกตามการติดตั้งจะแบ่งเป็น ชนิดตั้งขึ้น (Upright) ซึ่งเหมาะจะใช้กับโรงงาน หรือลานจอดรถในอาคาร และชนิดห้อยลง (Pendent) ซึ่งนิยมใช้ตามสำนักงานที่มีการติดตั้งฝ้าเพดาน และชนิดหัวติดผนัง (Horizontal Sidewall) ในการติดตั้งหัวโปรยน้ำดับเพลิงจะต้องต่อท่อออกจากด้านบนของท่อเมนก่อนดังรูปที่ 9.8 เพื่อป้องกันไม่ให้เศษผงเข้าไปอุดตัน



รูปที่ 9.8 การติดตั้งหัวโปรยน้ำดับเพลิง

พื้นที่ป้องกันสูงสุดต่อหัวโปรยน้ำดับเพลิง และระยะห่างสูงสุดของหัวโปรยน้ำดับเพลิง จะน้อยลงไปตามความอันตรายของพื้นที่ที่เพิ่มขึ้น โดยความอันตรายของพื้นที่จำแนกได้ดังนี้

พื้นที่อันตรายน้อย (Light Hazard Occupancies) ได้แก่ โรงแรม อาคารที่พักอาศัยรวม อพาร์ตเม้นท์(เฉพาะส่วนห้องพัก) สำนักงานทั่วไป โบสถ์ วัดและวิหาร สโมสร สถานศึกษา โรงพยาบาล (ควบคุมวัสดุตามมาตรฐานโรงพยาบาล) สถานพยาบาลและพักฟื้น (ควบคุมวัสดุตามมาตรฐานที่เกี่ยวข้อง) ห้องสมุด (ยกเว้นห้องสมุดที่มีชั้นวางหนังสือขนาดใหญ่) พิพิธภัณฑ์

พื้นที่อันตรายปานกลาง (Ordinary Hazard Occupancies) ได้แก่

กลุ่มที่ 1 ที่จอดรถยนต์ และห้องแสดงรถยนต์ โรงงานผลิตอุปกรณ์อิเลคทรอนิคส์ โรงงานผลิตเครื่องดื่ม ร้านทำขนมปัง ร้านซักผ้า โรงงานผลิตอาหารกระป๋อง โรงงานผลิตแก้ว และวัสดุที่ทำจากแก้ว ภัตตาคาร โรงงานผลิตเครื่องบริโภคประจำวัน โรงภาพยนตร์ และศูนย์ประชุม (ไม่รวมเวที และเวทีหลังม่าน)

กลุ่มที่ 2 โรงงานผลิตสินค้าที่ทำจากหนังสัตว์ โรงงานผลิตลูกกวาดและลูกอม โรงงานผลิตสิ่งทอ โรงงานยาสูบ โรงงานประกอบผลิตภัณฑ์ไม้ โรงพิมพ์และสิ่งพิมพ์โฆษณา โรงงานใช้สารเคมี โรงสีข้าว โรงกลึง โรงงานประกอบผลิตภัณฑ์โลหะ โรงต้มกลั่น อู่ซ่อมรถยนต์ โรงงานผลิตยางรถยนต์ โรงงานแปรรูปไม้ด้วยเครื่อง โรงงานกระดาษและผลิตเยื่อกระดาษ โรงงานผลิตภัณฑ์กระดาษ ท่าเรือและสะพานส่วนที่ยื่นไปในน้ำ โรงงานผลิตอาหารสัตว์ โรงภาพยนตร์ โรงมหรสพที่มีการแสดงที่ทำการไปรษณีย์ ร้านค้า ห้องสมุด (มีชั้นเก็บหนังสือขนาดใหญ่) ร้านซักแห้ง ห้องเก็บของ ห้างสรรพสินค้าและศูนย์การค้าที่เป็นอาคารขนาดใหญ่ ศูนย์แสดงสินค้าที่เป็นอาคารขนาดใหญ่ ซุปเปอร์สโตร์ที่เก็บสินค้าสูงไม่เกิน 3.6 เมตร

พื้นที่อันตรายมาก (Extra Hazard Occupancies) คือ

กลุ่มที่ 1 พื้นที่ที่มีลักษณะการใช้งานเกี่ยวข้องกับของเหลวไวไฟในปริมาณไม่มาก ได้แก่ โรงเก็บและซ่อมเครื่องบิน พื้นที่ที่ใช้งานโดยมีของเหลวไฮดรอลิกติดไฟได้ หล่อด้วยแบบโลหะ ขึ้นรูปโลหะ โรงงานผลิตไม้อัดและไม้แผ่น โรงพิมพ์(ใช้หมึกพิมพ์ที่มีจุดวาบไฟต่ำกว่า 37.90 C) อุตสาหกรรมยาง โรงเลื่อย โรงงานสิ่งทอรวมทั้งโรงฟอก ย้อม ปั่นฝ้าย เส้นใยสังเคราะห์ และฟอกขนสัตว์ โรงทำเฟอร์นิเจอร์ด้วยโฟม

กลุ่มที่ 2 คือพื้นที่ที่มีลักษณะการใช้งานเกี่ยวข้องกับของเหลวไวไฟโดยตรง ได้แก่ โรงงานผลิตยางมะตอย โรงพ่นสี โรงกลั่นน้ำมัน โรงงานผลิตน้ำมันเครื่อง พื้นที่ ที่ใช้สารฉีดชนิดของเหลวติดไฟได้ โรงชุบโลหะที่ใช้น้ำมัน อุตสาหกรรมพลาสติก พื้นที่ล้างโลหะด้วยสารละลาย การเคลือบสีด้วยการจุ่ม

พื้นที่ป้องกันสูงสุดต่อหัวโปรยน้ำดับเพลิง และระยะห่างสูงสุดของหัวโปรยน้ำดับเพลิงเป็นดังตารางที่ 9.4 โดยขนาดท่อเมนสำหรับหัวโปรยน้ำดับเพลิงเป็นดังตารางที่ 9.5

ตารางที่ 9.4 พื้นที่ป้องกันสูงสุดต่อหัวโปรยน้ำดับเพลิง และระยะห่างสูงสุดของหัวโปรยน้ำดับเพลิง

พื้นที่ป้องกันสูงสุดต่อหัวโปรยน้ำดับเพลิง (m^2)			
สิ่งกีดขวาง	ความอันตรายของพื้นที่		
	อันตรายน้อย	อันตรายปานกลาง	อันตรายมาก
ไม่มี	20.9	12.1	9.3
มีส่งกีดขวางที่ไม่ติดไฟ	18.6		
มีส่งกีดขวางที่ติดไฟๆด้	15.6		
ระยะห่างสูงสุดของหัวโปรยน้ำดับเพลิง (m^2)			
	4.6	4.2	3.7

ตารางที่ 9.5 จำนวนหัวโปรยน้ำสูงสุด

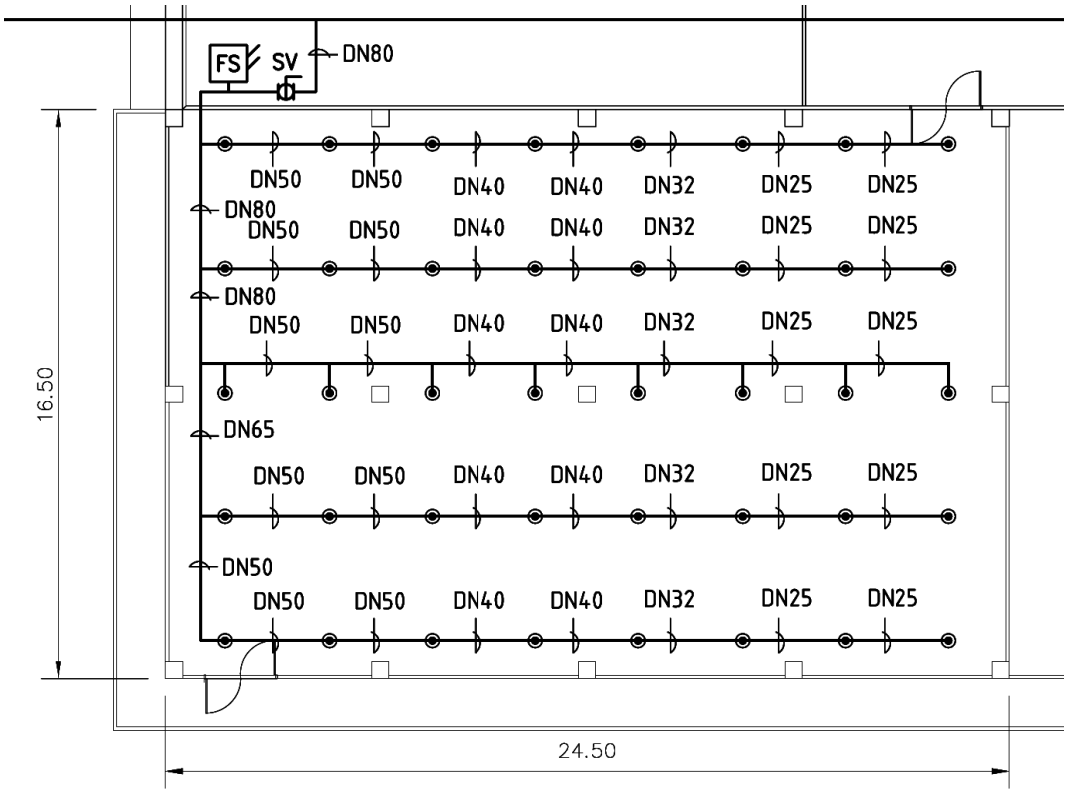
ขนาดท่อ	จำนวนหัวโปรยน้ำสูงสุด
DN25	2
DN32	3
DN40	5
DN50	10
DN65	30
DN80	60
DN100	คำนวณ

ทั้งนี้ระยะห่างระหว่างหัวกระจายน้ำดับเพลิง ต้องไม่น้อยกว่า 1.8 เมตร และปริมาณน้ำดับเพลิงที่ต้องการหาจากกรณีการจ่ายน้ำดับเพลิง 20 หัว ซึ่งจะมากขึ้นตามระดับความเป็นอันตราย กำหนดด้วยตารางที่ 9.6 ดังนี้

ตารางที่ 9.6 ปริมาณน้ำดับเพลิงที่ต้องการหาจากกรณีการจ่ายหัวโปรย 20 หัว

ประเภทพื้นที่	ความดันคงเหลือ (barG)	อัตราไหลที่ท่อเมน (lpm)	ระยะเวลาใช้งาน (min)
อันตรายน้อย	1.035	1,895 – 2,840	30 - 60
อันตรายปานกลาง	1.38	3,218 – 5,680	60 – 90
อันตรายมาก	ความดันและอัตราการไหลของน้ำในระบบเหมาะสม ให้คำนวณด้วยหลักกลศาสตร์ของไหล		90 - 120

การวางหัวโปรยน้ำดับเพลิงในพื้นที่อันตรายปานกลางซึ่งมีพื้นที่ 404 m^2 แสดงในรูปที่ 9.9 โดยผู้ออกแบบใช้หัวโปรยน้ำจำนวน 40 หัวที่ระยะห่างไม่เกิน 3.6 ม คิดเป็นพื้นที่ป้องกัน 10.1 m^2 ต่อหัว



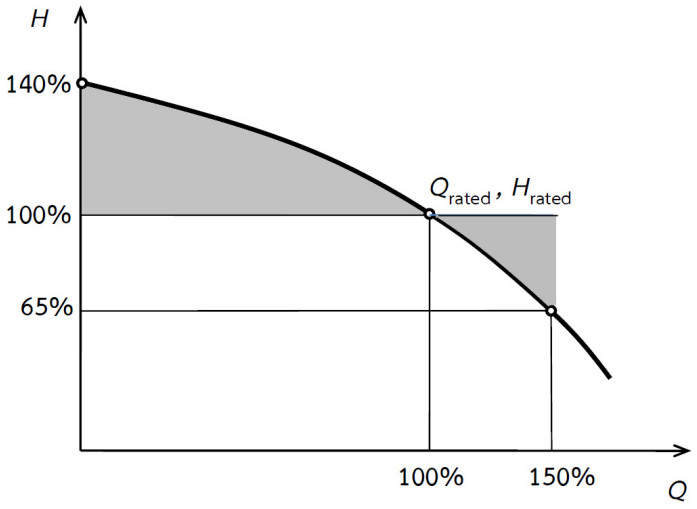
รูปที่ 9.9 ตัวอย่างการวางแนวหัวโปรยน้ำ

9.5 ปั๊มน้ำดับเพลิง

ปั๊มน้ำดับเพลิง (Fire pump) มีหน้าที่ส่งน้ำให้ได้อัตราไหลและความดันที่ระบบต้องการ โดยตัวปั๊มจะขับเคลื่อนด้วยเครื่องยนต์ดีเซล ซึ่งมีระบบสตาร์ทอัตโนมัติ ควบคุมโดยตู้ควบคุมระบบ ปั๊มและอุปกรณ์ประกอบจะต้องได้รับการรับรองจากหน่วยงาน NFPA หรือ UL/FM คุณลักษณะของปั๊มดับเพลิงตามมาตรฐาน NFPA 20 กำหนดให้ปั๊มมีกราฟสมรรถนะ 3 จุดตามเงื่อนไขดังนี้

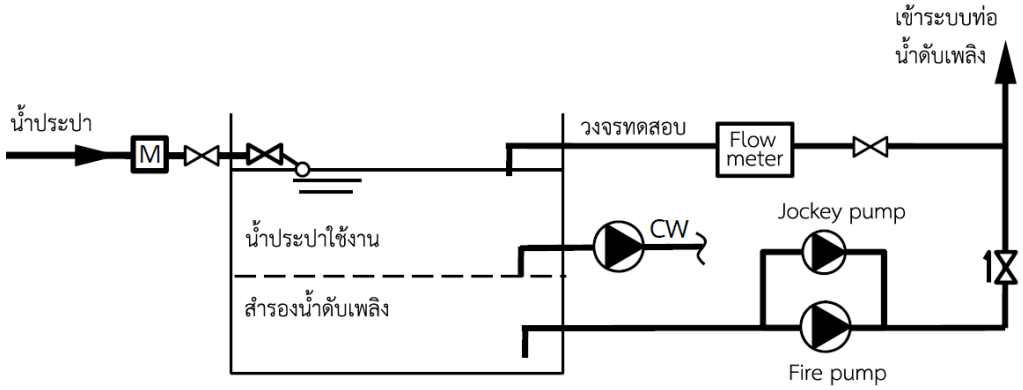
1) จุดทำงานตามพิกัด อัตราไหล Q_{rated} ที่เฮด H_{rated}
2) ความดันสูงสุดที่อัตราไหลเป็นศูนย์ (shut-off) ต้องไม่เกิน 140% ของ H_{rated}
3) ต้องทำอัตราไหลได้ไม่ต่ำกว่า 150% ของ Q_{rated} ที่เฮดไม่ต่ำกว่า 65% ของ H_{rated}

จุดทั้งสามจุดข้างต้นสามารถเขียนเป็นกราฟได้ดังรูปที่ 9.10 โดยกราฟสมรรถนะของปั๊มดับเพลิงต้องวิ่งผ่านบริเวณที่แรเงา



รูปที่ 9.10 สมรรถนะของปั๊มดับเพลิงตามมาตรฐาน NFPA20

ปั๊มรักษาแรงดัน (Jockey pump) เป็นปั๊มขนาดเล็กขับเคลื่อนด้วยมอเตอร์ไฟฟ้าที่ต่อขนานกับปั๊มน้ำดับเพลิงตามรูปที่ 9.11 มีหน้าที่รักษาแรงดันของน้ำในท่อดับเพลิงในระบบท่อเปียก เนื่องจากในระบบท่อเปียกอาจมีการรั่วไหลของน้ำอยู่บ้างตามรอยต่อต่างๆ หากระบบท่อรั่วมาก ปั๊มรักษาแรงดันจะทำงานถี่ เป็นสัญญาณบอกว่าถึงเวลาทำการบำรุงรักษาระบบท่อแล้ว



รูปที่ 9.11 วงจรปั๊มดับเพลิง

ในสภาวะปกติระบบดับเพลิงจะไม่ได้ทำงาน แต่จะต้องมีการทดสอบการทำงานของปั๊มดับเพลิงเป็นประจำทุกเดือน เพื่อให้มั่นใจว่าปั๊มจะทำงานได้เมื่อเกิดเพลิงไหม้ ซึ่งในการทดสอบนี้น้ำดับเพลิงจะไหลผ่านวงจนทดสอบตามรูปที่ 9.11 ทั้งนี้ยังมีรายละเอียดอีกมากเกี่ยวกับระบบดับเพลิงที่ยังไม่ได้กล่าวถึงในบทนี้ ซึ่งผู้ที่สนใจสามารถศึกษาเพิ่มเติมได้จากมาตรฐานต่างๆที่กล่าวไว้ตอนต้น

แบบฝึกหัด

จงออกแบบแนวคิด ระบบดับเพลิงสำหรับอาคารสำนักงานขนาด 10 ชั้น ที่มีพื้นที่เป็นสี่เหลี่ยมผืนผ้าชั้นละ 35m x 20m และมีความสูงรวม 32 เมตร

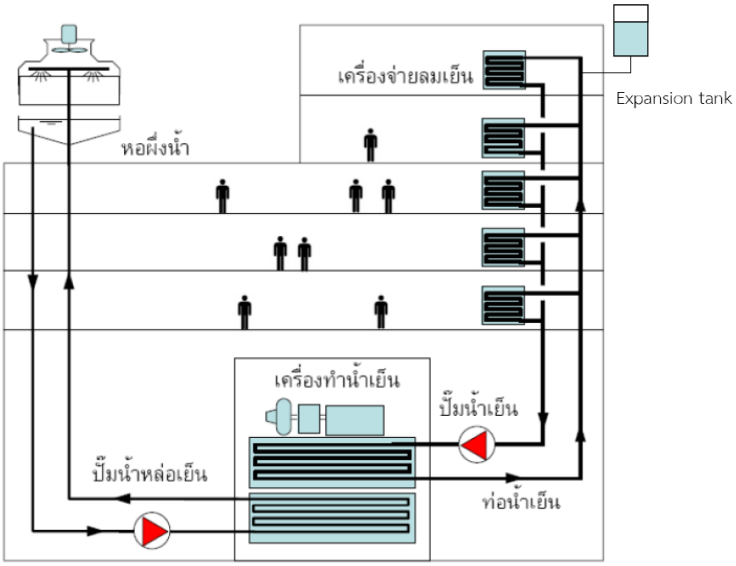
1) ออกแบบระบบท่อยืนและสายฉีด
2) ระบบหัวโปรยน้ำดับเพลิง
3) ประมาณขนาดปั๊มดับเพลิง
4) ประมาณปริมาณน้ำสำรองสำหรับการดับเพลิง

บทที่ 10 การออกแบบระบบท่อน้ำเย็น เพื่อการปรับอากาศ

ระบบน้ำเย็นเพื่อการปรับอากาศมีหน้าที่หมุนเวียนน้ำเพื่อเคลื่อนย้ายความร้อนจากพื้นที่ปรับอากาศไปถ่ายเทให้เครื่องทำน้ำเย็น ระบบนี้มีลักษณะสำคัญที่ควรแก่การศึกษาคือเป็นระบบที่มีการหมุนเวียนน้ำเย็นผ่านเครื่องทำลมเย็นหลายๆตัวในลักษณะวงจรแบบขนาน ซึ่งต้องมีการปรับสมดุลเพื่อให้อัตราการไหลในวงจรต่างๆเป็นไปตามที่ออกแบบ นอกจากนี้เนื่องจากน้ำเย็นมีอุณหภูมิต่ำกว่าบรรยากาศมากจึงต้องมีการหุ้มฉนวนอย่างเหมาะสมเพื่อป้องกันการสูญเสียความเย็น เนื้อหาที่ครอบคลุมในบทนี้สามารถนำไปประยุกต์ใช้กับระบบอื่นๆที่มีหลักการคล้ายคลึงกันคือหมุนเวียนของเหลวเพื่อเคลื่อนย้ายความร้อน เช่น ระบบทำความเย็นในการรับนมโค และ ระบบหล่อเย็นเครื่องจักร เป็นต้น ทั้งนี้ในการติดตั้งระบบท่อเข้ากับอุปกรณ์ต่างๆในระบบทำความเย็นยังมีรายละเอียดที่ต้องศึกษาเพิ่มเติมจากวิชาระบบปรับอากาศและทำความเย็น หรือศึกษาจาก Carrier (1965)

10.1 ส่วนประกอบของระบบน้ำเย็นเพื่อการปรับอากาศ

ภาพรวมของระบบเป็นดังรูปที่ 10.1 องค์ประกอบสำคัญเริ่มที่ต้นทางคือ น้ำถูกปั๊มผ่านเครื่องทำน้ำเย็น (Chiller) เพื่อทำอุณหภูมิลงที่ประมาณ 5-8 องศาเซลเซียส จากนั้นจึงจ่ายตามระบบท่อไปยังเครื่องจ่ายลมเย็นโดยมีวาล์วควบคุมที่เครื่องจ่ายลมเย็นแต่ละตัว คอยเปิด-ปิด (หรือหรี่) ให้อัตราไหลของน้ำเย็นเหมาะสมกับภาระการทำความเย็น รายละเอียดขององค์ประกอบต่างๆสามารถศึกษาได้จากตำราด้านการทำความเย็นและการปรับอากาศ โดยในบทนี้จะกล่าวถึงองค์ประกอบที่สำคัญโดยสังเขปดังนี้



รูปที่ 10.1 ระบบทำความเย็นแบบรวมศูนย์

ปั๊มน้ำเย็น

ปั๊มน้ำเย็น (Chilled water pump) มักเป็นปั๊มหอยโข่งแบบดูดจากปลาย โดยทำหน้าที่หมุนเวียนน้ำผ่านเครื่องทำน้ำเย็นเข้าสู่ระบบ อุณหภูมิของน้ำเย็นเพื่อการปรับอากาศจะอยู่ในช่วง 5 - 8 องศาเซลเซียส ซึ่งไม่เป็นอันตรายต่ออุปกรณ์ประกอบของปั๊ม ดังนั้นจึงสามารถใช้ปั๊มปกติทั่วไป โดยรายละเอียดสามารถดูได้ในบทที่ 6

เครื่องทำน้ำเย็น

เครื่องทำน้ำเย็นมีหน้าที่ทำน้ำเย็นโดยใช้การแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างสารทำความเย็นกับน้ำเย็นที่ไหลผ่าน เครื่องทำน้ำเย็นมีทั้งแบบระบายความร้อนด้วยอากาศ และระบายความร้อนด้วยน้ำ ซึ่งในกรณีที่ระบายความร้อนด้วยน้ำก็จะมีวงจรน้ำหล่อเย็น (Condenser water) เพื่อหมุนเวียนน้ำหล่อเย็นระหว่างเครื่องทำน้ำเย็นกับหอผึ่งน้ำอีกวงจรหนึ่ง



ก.



ข.

รูปที่ 10.2 เครื่องทำน้ำเย็น (ก) แบบระบายความร้อนด้วยอากาศ
และ (ข)แบบระบายความร้อนด้วยน้ำ

ระบบท่อน้ำเย็น

ระบบน้ำเย็นจัดเป็นระบบปิดเนื่องจากน้ำเย็นจะไหลอยู่ในท่อตลอดเวลาโดยไม่มีการนำมาปนเปื้อนกับสิ่งแวดล้อม ท่อน้ำเย็นนิยมใช้เป็นท่อเหล็กดำ สเกดูล 40 โดยมีการหุ้มฉนวนตามรายละเอียดในหัวข้อที่ 10.3 เนื่องจากอุณหภูมิน้ำเย็นกับอุณหภูมิบรรยากาศต่างกัน ท่อจะมีการยืดตัวเมื่อระบบหยุดทำงานและหดตัวเมื่อระบบทำงาน ดังนั้นในกรณีที่ท่อเดินตรงเป็นระยะทางยาวจะต้องมีข้อต่อขยายเพื่อป้องกันความเค้นในท่อ นอกจากนี้น้ำเย็นในระบบเองก็ยังมีการขยายปริมาตรเมื่ออุณหภูมิสูงขึ้นขณะที่ระบบหยุดทำงาน จึงต้องมีถังรองรับการขยายตัว (Expansion tank) ต่อไว้กับระบบท่อด้วย

เครื่องจ่ายลมเย็น

เป็นอุปกรณ์ที่ทำหน้าที่แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างอากาศกับน้ำเย็น โดยที่เครื่องจ่ายลมเย็นจะมีวาล์วควบคุมคอยเปิด-ปิด (หรือหรี่) ให้อัตราไหลของน้ำเย็นเหมาะสมกับภาระการทำความเย็นด้วย

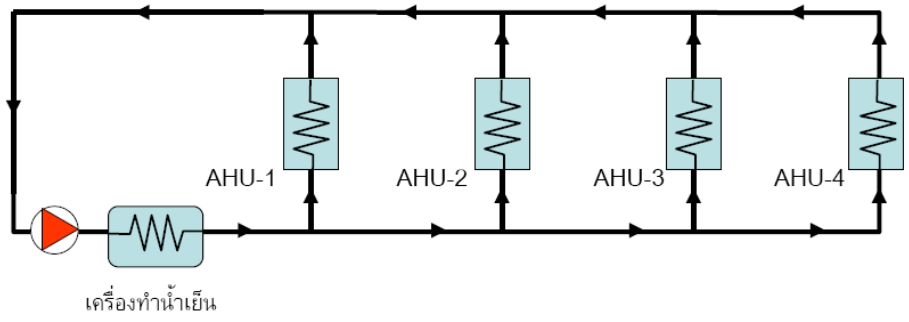
10.2 การออกแบบระบบท่อน้ำเย็นเพื่อการปรับอากาศ

การออกแบบระบบจะเริ่มที่การประเมินความต้องการน้ำซึ่งจะต้องสัมพันธ์กับ อุณหภูมิของน้ำเย็น และภาระการทำความเย็น โดยผู้ออกแบบระบบปรับอากาศจะเป็นผู้กำหนดอุณหภูมิน้ำเย็น และคำนวณอัตราการไหลรวม ของระบบและอัตราการไหลไปยังเครื่องจ่ายลมเย็นต่างๆ นอกจากนี้ในกรณีที่เครื่องทำความเย็นมีการระบายความร้อนด้วยน้ำ ก็ยังต้องมีการคำนวณอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นด้วย อย่างไรก็ตามอัตราการไหลโดยประมาณของน้ำเย็น และน้ำหล่อเย็นสามารถหาได้จากตาราง 10.1

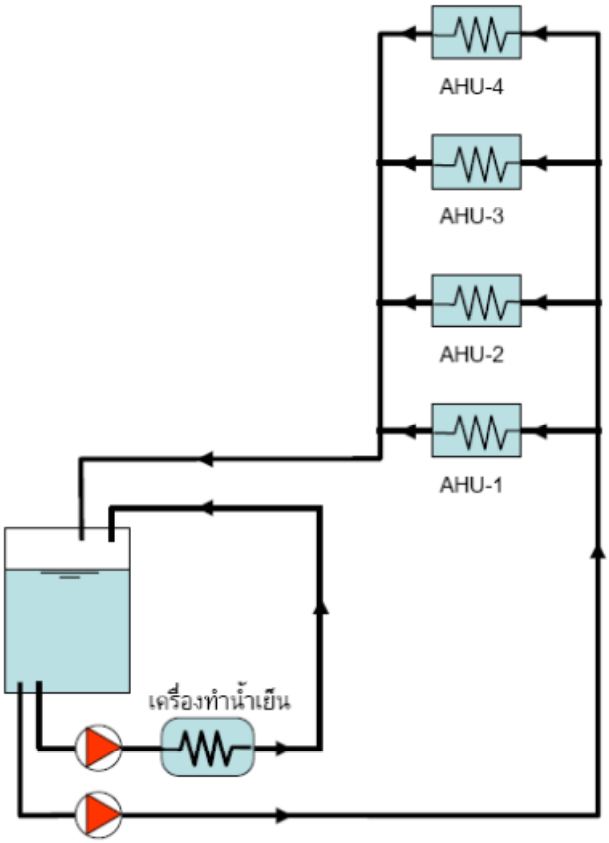
ตาราง 10.1 อัตราการไหลของน้ำเย็นและน้ำหล่อเย็นโดยประมาณ

	อัตราการไหล (lpm/tonR) ที่ อุณหภูมิแตกต่างระหว่างขาเข้าและขาออกจากเครื่องทำความน้ำเย็น	
ระบบ	5.5 °C	11°C
น้ำเย็น	9.0	4.5
น้ำหล่อเย็น	11.3	5.7

จากนั้นจึงออกแบบในภาพรวมซึ่งระบบท่อสามารถเดินได้หลายแบบ เช่นระบบพื้นฐานที่ต่อวงจรแบบขนานตามรูปที่ 10.3 (ก) หรือเป็นแบบปฐมภูมิและทุติยภูมิตามรูปที่ 10.3 (ข) ซึ่งในขั้นตอนนี้เป็นสิ่งที่ผู้ออกแบบระบบปรับอากาศต้องเป็นผู้เลือกใช้ตามความเหมาะสม



รูปที่ 10.3 (ก) วงจรระบบน้ำเย็นขั้นพื้นฐาน

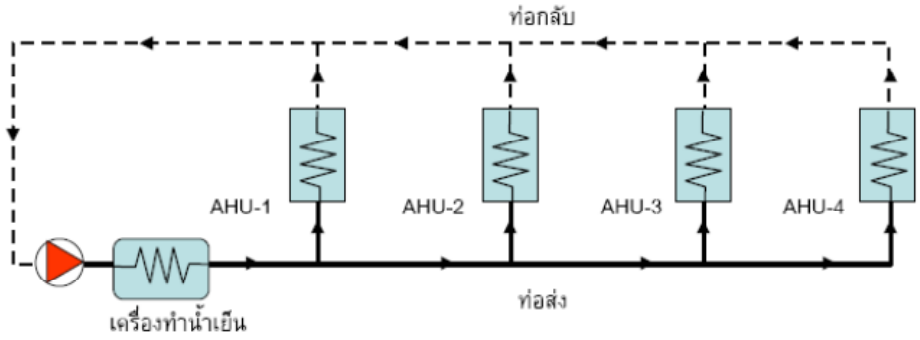


รูปที่ 10.3 (ข) วงจรระบบน้ำเย็นแบบปฐมภูมิและทุติยภูมิ

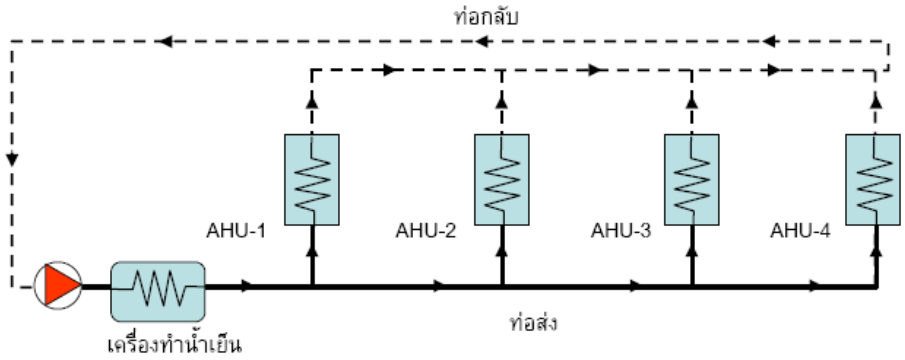
ในการกำหนดขนาดท่อส่วนต่างๆ ผู้ออกแบบสามารถระบุขนาดท่อให้เหมาะสมกับอัตราการไหลตามขั้นตอนที่ได้กล่าวไปแล้วในบทที่ 5 ส่วนการคำนวณความดันตกเพื่อเลือกปั๊มก็ทำตามหลักการในบทที่ 6 โดยในกรณีของระบบน้ำเย็นอาจต้องมีการเผื่อเฮดของปั๊มไว้เพื่อให้เป็นส่วนที่วาล์วควบคุมจะทำงานดังรายละเอียดในหัวข้อต่อไป

10.3 สมดุลของการไหลในระบบ

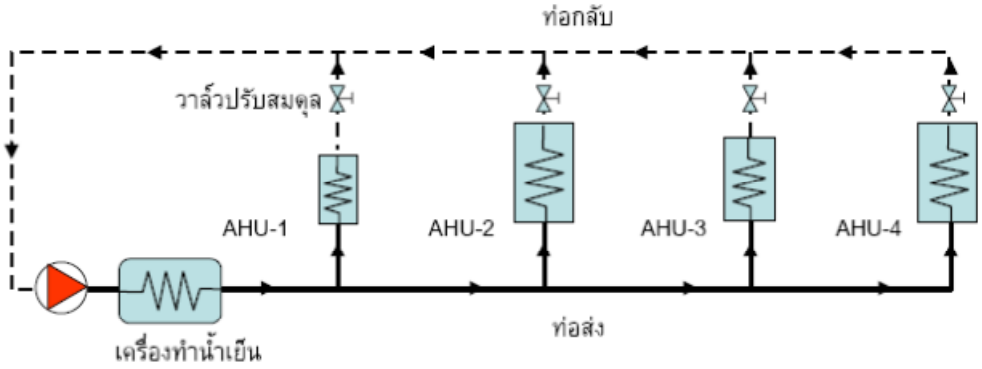
เมื่อพิจารณาระบบหมุนเวียนน้ำเย็นในรูปที่ 10.4(ก) เป็นระบบที่เดินท่อกลับโดยตรง (Direct return) หากเครื่องส่งลมเย็นทั้ง 4 เครื่องมีขนาดเท่ากันและต้องการอัตราการไหลเท่ากัน เมื่อคำนวณความดันตกในแต่ละวงจรด้วยอัตราการไหลตามที่ออกแบบจะพบว่า ความดันตกสูงสุดจะเกิดที่วงจรที่ไกลที่สุดคือจากปั๊มไปยังเครื่องจ่ายลมเย็น AHU-4 ซึ่งในความเป็นจริงระบบจะปรับสมดุลการไหลด้วยตัวเองโดยอัตราการไหลของตัวที่อยู่ใกล้จะสูงที่สุด และลดหลั่นตามระยะทางตามลำดับ โดยที่น้ำจะไหลไปยัง AHU-4 น้อยกว่าเครื่องอื่น การแก้ไขทำได้โดยเดินท่อทางกลับย้อนจากทิศทางเดิมได้เป็นระบบดังรูปที่ 10.4 (ข) เรียกว่าระบบท่อกลับแบบย้อน (Reverse return) ซึ่งเหมาะกับระบบที่มีเครื่องจ่ายลมเย็นขนาดเท่าๆกันจำนวนมาก การเดินท่อกลับแบบย้อน จะทำให้เกิดสมดุลของการไหลในระบบ แต่หากระบบมีเครื่องจ่ายลมเย็นขนาดไม่เท่ากันก็มีความจำเป็นที่จะต้องปรับสมดุลโดยการเพิ่มความดันตกในวงจรที่อยู่ใกล้หรือต้องการอัตราการไหลน้อย ด้วยการติดวาล์วปรับสมดุล (Balancing valve) ดังรูปที่ 10.4 (ค)



รูปที่ 10.4 (ก) ระบบท่อกลับแบบตรง



รูปที่ 10.4 (ข) ระบบท่อกลับแบบย้อน



รูปที่ 10.4 (ค) ระบบท่อกลับแบบตรงที่ติดตั้งวาล์วปรับสมดุล

วาล์วปรับสมดุลมีหน้าที่เพิ่มความดันตกในวงจรต่างๆให้เหมาะสมเพื่อที่อัตราการไหลเข้าเครื่องจ่ายลมเย็นแต่ละตัวจะได้เป็นไปตามที่ออกแบบ วาล์วปรับสมดุลมักมีโครงสร้างแบบโกล้บวาล์ว โดยอาจเป็นโกล้บวาล์วธรรมดา หรือแบบก้านเอียงเป็นตัว Y และมีทั้งแบบปรับด้วยมือ และปรับอัตโนมัติซึ่งใช้เป็นวาล์วควบคุมได้ด้วย โดย*วาล์วปรับสมดุลไม่จำเป็นต้องมีขนาดเท่ากับท่อทางกลับ*จากเครื่องจ่ายลมเย็น และวาล์วขนาดเดียวกันก็ไม่จำเป็นต้องมีค่า K_v เท่ากัน ซึ่งการเลือกวาล์วจะเลือกจากค่าสัมประสิทธิ์ K_v ของวาล์ว*ขณะเปิดเต็มที่*ซึ่งมาจากสมการ

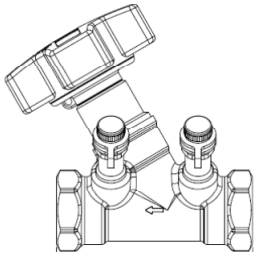
$$K_v = Q\sqrt{\frac{S.G.}{\Delta p}} \qquad (10.1)$$

เมื่อ Q คืออัตราการไหลในหน่วย m^3/hr

Δp คือความดันตกที่วาล์วในหน่วย bar

และ $S.G.$ คือความถ่วงจำเพาะของของไหล (น้ำมี $S.G. = 1$)

ในหน่วยอเมริกัน จะใช้ สัมประสิทธิ์ C_v ซึ่งมีวิธีการคำนวณเหมือนกันแต่ใช้หน่วย psi และ gpm โดย $K_v = 0.86C_v$



รูปที่ 10.5 วาล์วปรับสมดุล

การหาค่า K_v ของวาล์วปรับสมดุลในระบบน้ำเย็นทำได้โดยคำนวณหา Δp ที่ต้องการที่เครื่องจ่ายลมเย็นแต่ละตัวจากสมการ

$$\Delta p = R\left(h_{pump} - \Delta p_{system}\right) \tag{10.2}$$

เมื่อ h_{pump} คือเฮดของปั๊ม

Δp_{system} คือความดันตกในวงจรจากปั๊มไปยังเครื่องจ่ายลมเย็นที่ทำการคำนวณและกลับมายังปั๊ม ซึ่งเป็นผลรวมของความดันตกในท่อและอุปกรณ์ประกอบ ความดันตกในเครื่องทำน้ำเย็น และ ความดันตกในเครื่องจ่ายลมเย็น ณ อัตราการไหลที่ต้องการ

และ R คือตัวคูณลดที่มีค่าต่ำกว่า 1 (แนะนำให้เผื่อไว้อีก 10 เปอร์เซนต์ด้วย $R = 0.9$)

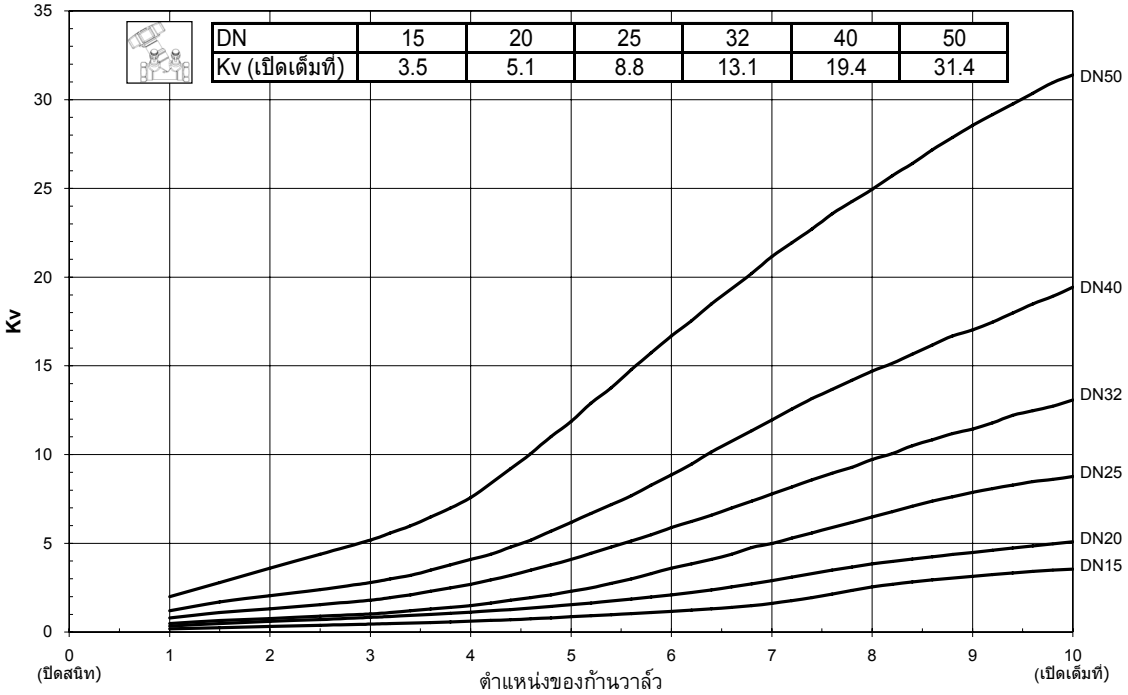
สาเหตุที่มีตัวคูณลดเนื่องจาก การคำนวณความดันตกในระบบท่อเป็นการประมาณ ซึ่งในความเป็นจริงถ้ามีความผิดพลาดเกิดขึ้นทำให้เลือกวาล์วที่มีค่า K_v ต่ำเกินไปจะทำให้อัตราการไหลน้อยกว่าที่ต้องการโดยที่ไม่สามารถแก้ไขได้ นอกจากถอดเปลี่ยนวาล์ว แต่ถ้าเลือกค่า K_v สูงไปเล็กน้อยก็ยังสามารถปรับหรี่วาล์วเพื่อลดค่า K_v ได้ แต่ถ้าเลือกค่า K_v สูงเกินไปมากก็จะทำให้ต้องหรี่วาล์วมากตลอดเวลาซึ่งทำให้วาล์วสึกหรอ อย่างไรก็ตามวาล์วปรับสมดุลจะมีจำหน่ายที่ค่า K_v ซึ่งผู้ผลิตได้ออกแบบไว้ ดังนั้นค่าที่คำนวณได้อาจไม่ใช่ค่าที่ใช้จริง คือต้องมาเลือกวาล์วจากแคตตาล็อกของผู้ผลิตอีกทีหนึ่ง ตาราง 10.2 แสดงตัวอย่างของข้อมูลจากแคตตาล็อกจากผู้ผลิต โดยสามารถเขียนเป็นกราฟดังรูปที่ 10.6

อำนาจควบคุมของวาล์ว (Valve authority) คำนวณจากสัดส่วนความดันตกที่วาล์วต่อความดันรวมของระบบ โดยควรมีค่าอยู่ที่ 30% ถึง 40% ถ้าค่าอำนาจการควบคุมของวาล์วมากเกินไปจะทำให้อัตราไหลลดลงอย่างมากเมื่อหรี่วาล์วเพียงเล็กน้อย แต่ถ้าอำนาจการควบคุมของวาล์วน้อยเกินไปจะทำให้ต้องหรี่วาล์วมากเพื่อลดอัตราการไหล

ในกรณีที่ออกแบบระบบพบว่าวาล์วควบคุมบางตัวมีอำนาจควบคุมต่ำเกินไป สามารถแก้ไขได้โดยการปรับขนาดท่อที่เกี่ยวข้อง หรือเพิ่มเฮดของปั๊ม

ตาราง 10.2 ตัวอย่างของค่า K_v ของวาล์วปรับสมดุลแบบปรับด้วยมือ

ตำแหน่งก้านวาล์ว	K_v					
	DN15	DN20	DN25	DN32	DN40	DN50
1	0.18	0.34	0.48	0.79	1.20	2.00
2	0.32	0.60	0.77	1.32	2.05	3.59
3	0.45	0.83	1.02	1.80	2.80	5.19
4	0.62	1.13	1.50	2.69	4.09	7.59
5	0.86	1.55	2.30	4.09	6.18	11.9
6	1.17	2.10	3.59	5.88	8.86	16.7
7	1.62	2.89	4.99	7.78	12.0	21.2
8	2.55	3.84	6.48	9.72	14.7	24.9
9	3.14	4.49	7.88	11.4	17.0	28.6
10 (เปิดเต็มที่)	3.54	5.09	8.77	13.1	19.4	31.4

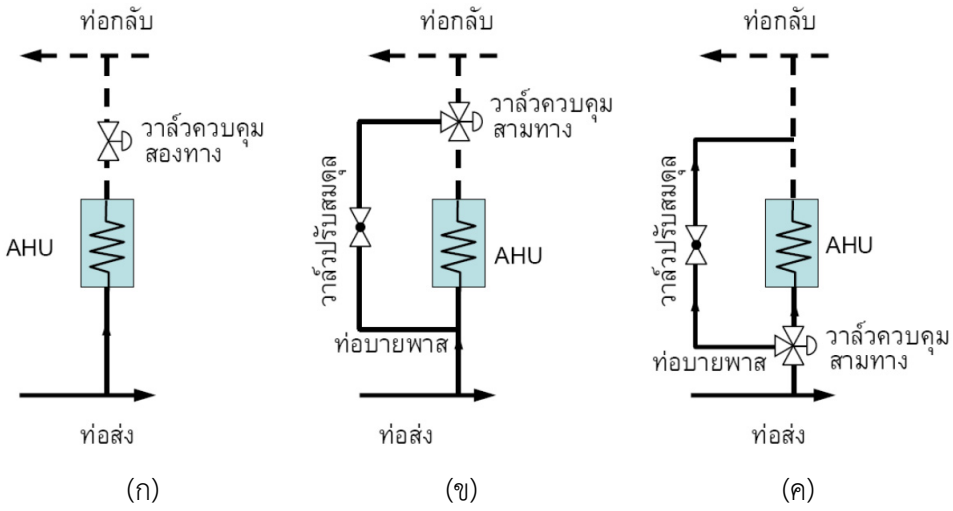


รูปที่ 10.6 ตัวอย่างของค่า K_v ของวาล์วปรับสมดุลแบบปรับด้วยมือ

ในทางปฏิบัติเครื่องจ่ายลมเย็นจะมีวาล์วควบคุม ซึ่งจะปิดหรือหรี่ เมื่อบริเวณปรับอากาศมีอุณหภูมิตามที่ตั้งไว้ และเปิดออกเมื่ออุณหภูมิเพิ่มสูงขึ้น การเลือกวาล์วควบคุมสามารถทำหน้าที่เป็นวาล์วปรับสมดุลไปในตัวด้วยหากเลือกขนาดที่เหมาะสม ทั้งนี้การติดตั้งวาล์วควบคุมสามารถทำได้หลายวิธีตามรูปที่ 10.7 โดยในรูปที่ 10.7(ก) เป็นการติดตั้งวาล์ควบคุมสองทาง (Two-way Control Valve) ขณะที่รูป 10.7(ข) และ 10.7(ค) เป็นการติดตั้งวาล์วควบคุมสามทาง (Three-way Control Valve) ซึ่งมีความแตกต่างกันดังนี้

ระบบวาล์วควบคุมสองทาง

วาล์วควบคุมสองทาง ตามรูปที่ 10.7(ก) เป็นระบบที่นิยมใช้กันมาก โดยระบบนี้จัดว่าเป็นระบบที่มีอัตราการไหลไม่คงที่ เปลี่ยนแปลงตามภาระการทำความเย็นของระบบ เนื่องจากเมื่อเครื่องจ่ายลมเย็นบางตัวทำอุณหภูมิได้ วาล์วควบคุมของเครื่องเหล่านั้นก็จะปิด ซึ่งทำให้ความต้านทานการไหลในระบบโดยรวมมีค่าสูงขึ้น จุดทำงานของปั๊มก็จะเลื่อนไปยังจุดที่มีอัตราไหลลดลงและใช้พลังงานที่ปั๊มน้อยลง



รูปที่ 10.7 ระบบวาล์ควบคุมแบบต่างๆ (ก) วาล์วควบคุมสองทาง
(ข) วาล์วควบคุมสามทางแบบเปลี่ยนทางไหล (ค) วาล์วควบคุมสามทางแบบผสม

วาล์วควบคุมสามทางแบบเปลี่ยนทางไหล

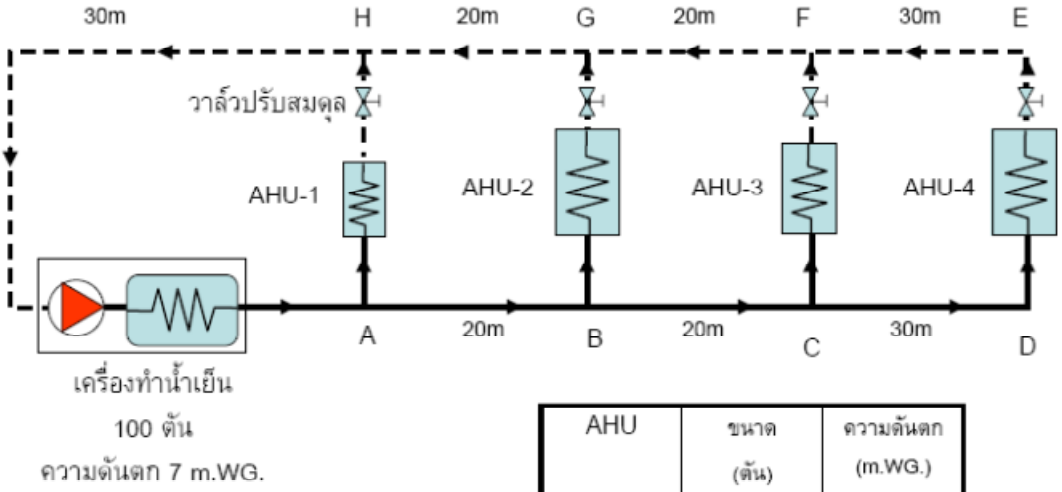
วาล์วควบคุมสามทางแบบเปลี่ยนทางไหล ตามรูปที่ 10.7(ข) จะเปลี่ยนทิศทางการไหลของน้ำเย็นให้ผ่านท่อบายพาสแทนที่จะผ่านเครื่องจ่ายลมเย็น เมื่อไม่มีภาระการทำความเย็น ซึ่งเมื่อวาล์วปรับสมดุลมีความดันตกเท่ากับความดันตกในเครื่องจ่ายลมเย็น จะทำให้อัตราการไหลรวมในระบบคงที่ไม่ว่าจะมีภาระความเย็นมากหรือน้อย ซึ่งเป็นการตัดโอกาสที่จะประหยัดพลังงานที่ปั๊มในช่วงที่ภาระการทำความน้อย ระบบนี้จึงไม่เป็นที่นิยมใช้ในปัจจุบัน

วาล์วควบคุมสามทางแบบผสม

วาล์วควบคุมสามทางแบบผสม ตามรูปที่ 10.7(ค) จะควบคุมสัดส่วนของน้ำเย็นที่ไหลผ่านเครื่องจ่ายลมเย็นและไหลผ่านวาล์วบายพาส ตามสัดส่วนภาระการทำความเย็นของเครื่องจ่ายลมเย็นนั้นๆ ซึ่งทำให้อัตราการไหลรวมในระบบคงที่เช่นเดียวกับวาล์วควบคุมสามทางแบบเปลี่ยนทางไหล

ตัวอย่าง 10.1

จงคำนวณหาค่า K_v สำหรับวาล์วปรับสมดุลทั้งสี่ในระบบในรูป โดยประมาณอัตราไหลที่ 9 lpm/TonR ปั๊มมีขนาด 900 lpm ที่ความดัน 30 m.WG.



AHU	ขนาด (ตัน)	ความดันตก (m.WG.)
1	10	3
2	30	3.5
3	20	3
4	40	4

วิธีทำ

ขั้นแรกคำนวณอัตราการไหล กำหนดขนาดท่อ และคำนวณความดันลดในท่อส่วนต่างๆ

Section	Flow (lpm)	DN (mm)	Length (m)	Velocity (m/s)	P-drop	
					(m/100m)	(m)
AB	810	100	20	1.643	2.50	0.50
BC	540	80	20	1.886	4.55	0.91
CD	360	65	30	1.894	5.90	1.77
EF	360	65	30	1.894	5.90	1.77
FG	540	80	20	1.886	4.55	0.91
GH	810	100	20	1.643	2.50	0.50
HA	900	100	30	1.826	3.06	0.92

จากนั้นคำนวณความดันลดในแต่ละวงจร

AHU	(1) FLOW (m^3/h)	(2) Pump head (bar)	(3) Pipe PD (bar)	(4) Chiller PD (bar)	(5) Coil PD (bar)	(6) Total PD (bar)	(7) Req. PD (bar)	(8) Required K_v
1	5.40	2.94	0.138	0.686	0.294	1.12	1.64	4.22
2	16.2	2.94	0.288	0.686	0.343	1.32	1.46	13.4
3	10.8	2.94	0.560	0.686	0.294	1.54	1.26	9.62
4	21.6	2.94	1.091	0.686	0.392	2.17	0.694	25.9

เลือกวาล์วจากตาราง 10.2 แล้วทำการคำนวณอำนาจควบคุมของวาล์ว

AHU	(1) FLOW (m^3/h)	(2) Pump head (bar)	(7) Req. PD	(8) Required K_v	(9) Valve model	(10) Selected K_v	(11) Actual Valve PD (bar)	(12) Valve Authority
1	5.40	2.94	1.64	4.22	DN20	5.09	1.13	39%
2	16.2	2.94	1.46	13.4	DN40	19.4	0.70	24%
3	10.8	2.94	1.26	9.62	DN32	13.1	0.68	23%
4	21.6	2.94	0.694	25.9	DN50	31.4	0.47	16%

ตัวอย่างการคำนวณสำหรับ AHU-3 ในแต่ละช่องมีดังนี้

(1) แปลงหน่วยอัตราการไหล AHU-3 ขนาด 20 ตัน มีอัตราการไหล 20x9 = 180 lpm
คิดเป็น 180x60/1000 = 10.8 m3/h

(2) แปลงหน่วยปั๊มเฮด 30 m.WG. = 30/10.2 = 2.94 bar

(3) ความดันตกในท่อในวงจรที่ผ่าน AHU-3 คือความดันตกในช่วง AB + BC + FG + GH + HA และคิดความดันตกในข้อต่อและข้องออีก 50% รวมเป็น (0.50+0.91+0.91+0.50+0.92) x 1.5 = 5.77 m.WG. แปลงหน่วย 5.77/10.3 = 0.56 bar

(4) แปลงหน่วยความดันตกที่เครื่องทำน้ำเย็น 7 m.WG. = 7/10.3 = 0.680 bar

(5) แปลงหน่วยความดันตกที่ AHU-3 3 m.WG. = 3/10.2 = 0.294 bar

(6) รวมความดันตกทั้งหมดจาก (3)+(4)+(5) = 0.560+0.686+0.294 = 1.54 bar

(7) ความดันตกในวาล์วปรับสมดุลคำนวณจาก 0.9x[(2)-(6)] = 0.9x(2.94-1.54) = 1.26 bar

(8) ค่า K_v คำนวณจาก สมการ 10.1 $K_v = Q\sqrt{\frac{S.G.}{\Delta P}} = 10.8\sqrt{\frac{1}{1.26}} = 9.62$

(9) จากตารางที่ 10.2 เลือกวาล์วขนาด DN32

(10) วาล์วที่เลือก มีค่า $K_v = 13.1$

(11) คำนวณความดันตกจริงจาก $K_v = Q\sqrt{\frac{S.G.}{\Delta P}}$; $13.1 = 10.8\sqrt{\frac{1}{PD}}$; $PD = 0.68$ bar

(12) คำนวณอำนาจควบคุม = $\frac{0.68}{2.94} = 23\%$

10.4 ฉนวนท่อน้ำเย็น

ท่อน้ำเย็นจำเป็นต้องถูกหุ้มฉนวนเพื่อป้องกันการถ่ายเทความร้อนจากภายนอก ซึ่งในการเลือกฉนวนนอกจากจะต้องพิจารณาค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนแล้ว ยังต้องพิจารณาปัจจัยอื่นๆ ประกอบด้วยเช่น ความหนาแน่นและ ความต้านทานการแทรกซึมของน้ำ น้ำที่แทรกเข้าไปในฉนวนจะทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของฉนวนสูงขึ้น

ตารางที่ 10.3 แสดงการเปรียบเทียบ ค่าสัมประสิทธิการนำความร้อน ความหนาแน่น และความต้านทานการแทรกซึมของน้ำ ของฉนวนความเย็นที่นิยมใช้ จากตารางจะเห็นได้ว่าฉนวนแต่ละ

ชนิดมีจุดเด่นที่แตกต่างกัน โดย Closed cell phenolic และ Polyisocyanurate มีค่าสัมประสิทธิการนำความร้อนและความหนาแน่นต่ำที่สุด แต่มีอัตราการแทรกซึมของไอน้ำสูง ขณะที่ Flexible glastomic และ Cellular glass มีค่าสัมประสิทธิการนำความร้อนสูงกว่าฉนวนประเภทอื่น แต่มีอัตราการแทรกซึมของไอน้ำต่ำกว่า ซึ่งเหมาะจะใช้งานในกรณีที่ไม่มีเปลือกหุ้มชั้นนอก (Cladding or jacket)

ค่าความหนาที่แนะนำสำหรับใช้กับท่อน้ำเย็นอุณหภูมิ 5 องศาเซลเซียส เพื่อให้มีการสูญเสียความเย็นไม่เกิน 25 วัตต์ต่อตารางเมตร และไม่เกิดการกลั่นตัวของหยดน้ำ เป็นตามตารางที่ 10.4 สำหรับการใช้งานภายในอาคารและ ตามตารางที่ 10.5 สำหรับการใช้งานภายนอก

ตารางที่ 10.3 คุณสมบัติของฉนวนความเย็น

คุณสมบัติ	Closed Cell Phenolic	Polyiso-cyanurate	Polystrylene	Flexible Elastomic	Cellular Glass
อุณหภูมิใช้งาน ($^{\circ}$C)	-180 to 120	-180 to 150	-55 to 75	-30 to 104	-270 to 430
สัมประสิทธิ์การนำความร้อน k ที่ 5 $^{\circ}$C (w/m·K)	0.019	0.027	0.035	0.038	0.042
ความหนาแน่น (kg/m^3)	16 to 48	20 to 56	24 to 40	136	100 to 140
อัตราการแทรกซึมของไอน้ำ (ng/(s.m.Pa))	3	6.5	2.2	0.15	0.007

ตารางที่ 10.4 ความหนาของฉนวนที่เหมาะสมสำหรับท่อน้ำเย็น 5 °C ใช้งานภายในอาคาร*
(Ashrae, 2002)

ขนาดท่อ DN (mm)	ความหนาที่เหมาะสมของฉนวน** (mm)				
	Closed Cell Phenolic	Polyisocyan--urate	Polystryle ne	Flexible elastomic	Cellular glass
15	25	25	25	25	25
20	25	25	40	25	25
25	25	25	40	25	25
40	25	25	40	25	25
50	25	25	40	25	25
65	25	25	40	25	25
75	25	25	40	25	25
100	25	25	40	25	25
125	25	25	40	40	40
150	25	25	40	40	40
200	25	25	40	40	40
250	25	25	40	40	40
300	25	25	40	40	40
350	25	25	40	40	40
400	25	25	40	40	40
450	25	25	40	40	40
500	25	25	40	40	40
600	25	25	40	40	40
700	25	25	40	40	40
750	25	25	40	40	40
900	25	25	50	40	40

* อุณหภูมิสิ่งแวดล้อม 32 °C ความชื้นสัมพัทธ์ 80% ค่าสัมประสิทธิ์การแผ่รังสี 0.9 และความเร็วลม 0 km/h ** เพื่อให้มีความร้อนถ่ายเทไม่เกิน 25 W/m^2 และไม่เกิดการกลั่นตัวเป็นหยดน้ำ

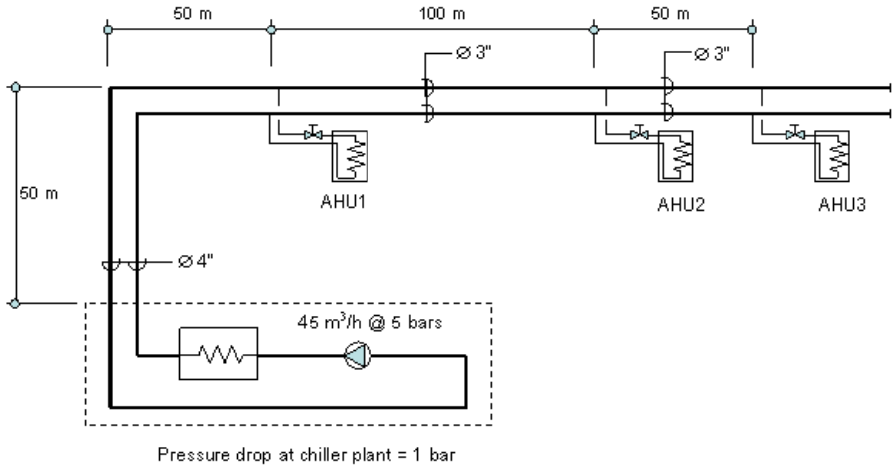
ตารางที่ 10.5 ความหนาของฉนวนที่เหมาะสมสำหรับท่อน้ำเย็น 5 °C ใช้งานภายนอก (Ashrae, 2002)

ขนาดท่อ DN (mm)	ความหนาที่เหมาะสมของฉนวน* (mm)				
	Closed Cell Phenolic	Polyisocyan--urate	Polystryrene	Flexible elastomic	Cellular glass
15	25	25	40	40	40
20	25	25	40	50	50
25	25	25	40	50	50
40	25	40	50	50	65
50	25	40	50	50	65
65	25	40	50	65	65
75	25	40	65	65	65
100	40	40	65	65	65
125	40	40	65	65	65
150	40	50	65	65	65
200	40	50	65	75	75
250	40	50	75	75	75
300	40	50	75	75	75
350	40	50	75	90	90
400	40	50	75	90	90
450	40	50	90	90	90
500	50	50	90	90	90
600	50	50	90	90	90
700	50	50	90	90	90
750	50	65	90	90	90
900	50	65	90	90	90

* อุณหภูมิสิ่งแวดล้อม 38 °C ความชื้นสัมพัทธ์ 90% ค่าสัมประสิทธิ์การแผ่รังสี 0.4 และความเร็วลม 12 km/h ** เพื่อให้มีความร้อนถ่ายเทไม่เกิน 25 W/m^2 และไม่เกิดการกลั่นตัวเป็นหยดน้ำ

แบบฝึกหัด

จงเลือกค่า K_v ที่เหมาะสมสำหรับวาล์วควบคุมทั้งสามตัวในระบบน้ำเย็นเพื่อการปรับอากาศดังรูปที่ โดย AHU แต่ละชุดต้องการน้ำ 15 m^3/hr และมีความดันสูญเสียในคอล์ย 0.4 bar ให้คิดความดันสูญเสียในข้อต่อและอุปกรณ์ประกอบเพิ่มอีก 25% จากส่วนท่อตรง



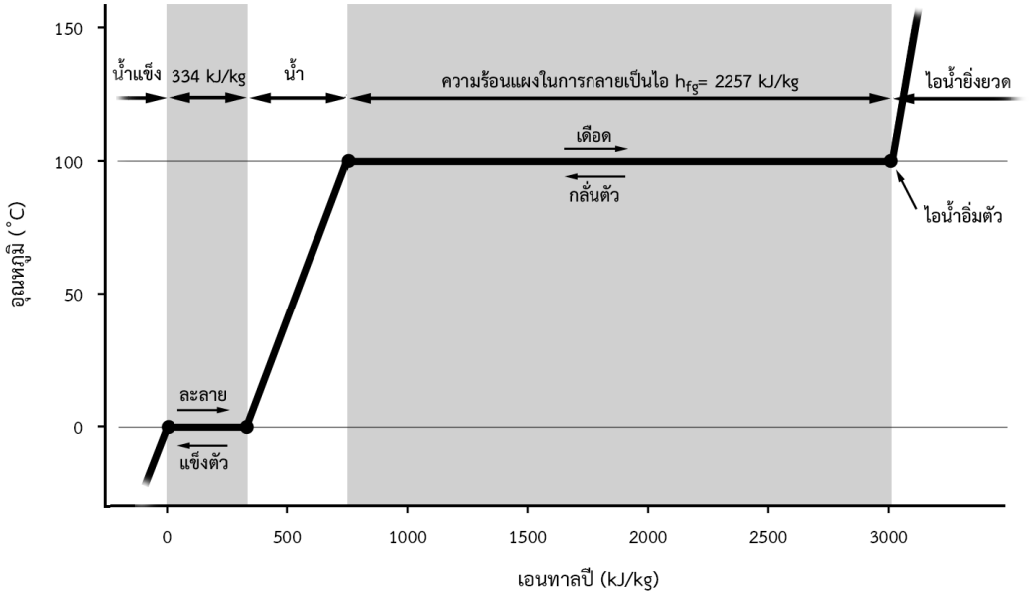
บทที่ 11 การออกแบบระบบท่อไอน้ำ ตอนที่ 1

ระบบไอน้ำเป็นระบบที่มีความสำคัญอย่างมากในหลายๆอุตสาหกรรม ผู้ที่จะออกแบบระบบนี้ต้องมีความชำนาญและประสบการณ์อย่างมากเนื่องจากเป็นระบบที่มีอุณหภูมิและความดันสูง หากเกิดความผิดพลาดจะมีความเสียหายต่อชีวิตและทรัพย์สินรุนแรงกว่าระบบท่อแบบอื่น นอกจากพื้นฐานด้านกลศาสตร์ของไหล ผู้ออกแบบยังต้องใช้ความรู้ด้านพลศาสตร์ความร้อน การถ่ายเทความร้อน และ กลศาสตร์ของแข็งด้วย ดังนั้นการเรียนในส่วนนี้จึงต้องแยกเป็นสองบทโดยในบทนี้จะครอบคลุมด้านการไหลและการกำหนดขนาดท่อ และบทถัดไปจะกล่าวถึงแง่มุมอื่นๆในการออกแบบท่อไอน้ำ เช่น ส่วนของฉนวน การสูญเสียความร้อน กับดักไอน้ำ และ ความเค้นเนื่องจากการเปลี่ยนอุณหภูมิ

วัตถุประสงค์หลักของระบบไอน้ำมักเป็นการขนส่งความร้อนโดยเก็บไว้ในรูปความร้อนแฝงของไอน้ำ ซึ่งไอน้ำที่มีแรงดันสูงจะเคลื่อนที่ไปในท่อด้วยแรงดันไอ เมื่อไปถึงปลายทางก็จะถูกใช้งานโดยคายความร้อนออกและกลั่นตัวกลายเป็นน้ำคอนเดนเสท ในการออกแบบระบบท่อไอน้ำผู้ออกแบบจะต้องมีความเข้าใจในพฤติกรรมของไอน้ำซึ่งจะมีความดันและอุณหภูมิที่สัมพันธ์กันตามหลักพลศาสตร์ความร้อนดังจะกล่าวในหัวข้อต่อไปนี้

11.1 คุณสมบัติของไอน้ำ

น้ำเมื่อได้รับความร้อนจะมีอุณหภูมิสูงขึ้นจนถึงจุดหนึ่งก็จะสะสมความร้อนโดยที่อุณหภูมิไม่เพิ่มขึ้นแต่เกิดการเปลี่ยนสถานะแทน ความร้อนในการเปลี่ยนสถานะนี้คือความร้อนแฝง (Latent heat) รูปที่ 11.1 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างพลังงานความร้อน อุณหภูมิ และสถานะของน้ำ ซึ่งจะเห็นได้ว่าช่วงการเปลี่ยนสถานะจากน้ำกลายเป็นไอน้ำเป็นช่วงที่มีความร้อนแฝงสูงที่สุด



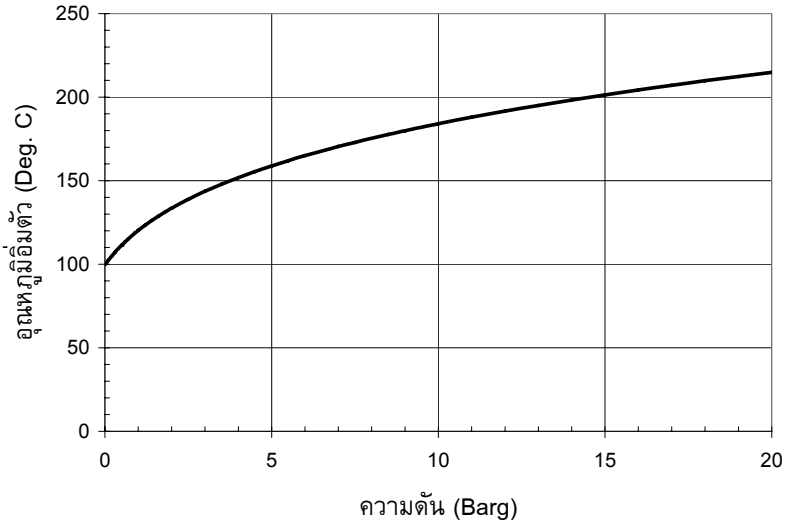
รูปที่ 11.1 ความสัมพันธ์ระหว่างพลังงานความร้อน อุณหภูมิ และสถานะของน้ำ

ความร้อนแฝงนี้เป็นกลไกหลักในการขนถ่ายความร้อนทางไอน้ำ ซึ่งเป็นข้อได้เปรียบหลักเมื่อเทียบกับการขนถ่ายความร้อนด้วยวิธีอื่น เช่นการใช้น้ำร้อน หรือน้ำมันร้อนเป็นตัวกลาง เนื่องจากไอน้ำสามารถขนถ่ายความร้อนได้มากกว่า น้ำร้อน และน้ำมันร้อน ที่อัตราการไหลเชิงมวลเท่ากัน และไอน้ำจะเคลื่อนที่ไปในท่อได้ด้วยความดันไอ โดยไม่ต้องใช้ปั๊ม

การใช้ไอน้ำคือการนำความร้อนแฝงออกมาใช้ ซึ่งเมื่อไอน้ำคายความร้อนแฝงนี้ก็จะกลั่นตัวกลายเป็นหยดน้ำ ดังนั้นในการใช้งานทั่วไปที่ต้อการขนส่งความร้อนด้วยไอน้ำจึงนิยมส่งเป็นไอน้ำอิ่มตัว ที่พร้อมจะคายความร้อนแฝงออกมาได้ทันที ไอน้ำอิ่มตัวจะมีอุณหภูมิสัมพันธ์กับความดันไอน้ำดังรูปที่ 11.2 ซึ่งสามารถประมาณได้ด้วยสมการ (11.1)

$$T = \sqrt{\sqrt{P}} \times 100 \pm 5$$
$$\text{หรือ} \quad T = 100P^{0.25} \pm 5 \tag{11.1}$$

เมื่อ T คืออุณหภูมิอิ่มตัว (องศาเซลเซียส) และ P คือความดันสัมบูรณ์ของไอน้ำ barA



รูปที่ 11.2 ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิและความดันของไอน้ำอิ่มตัว

คุณสมบัติอื่นๆของไอน้ำอิ่มตัวเป็นไปดังตาราง 11.2 ซึ่งคัดมาจากบางส่วนของตารางไอน้ำอิ่มตัว ซึ่งจากตารางจะเห็นได้ว่าไอน้ำที่ความดันบรรยากาศ (0 barG) มีความร้อนแฝง 2,257 kJ/kg เทียบเท่ากับ ความร้อนสัมผัสจากการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของน้ำมากกว่า 500 องศาเซลเซียส นอกจากนี้ยังสังเกตได้ว่าความร้อนแฝงจะลดลงเมื่อความดันเพิ่มขึ้น ดังนั้นเพื่อประสิทธิภาพในการขนถ่ายความร้อนที่ดี การส่งไอน้ำจึงควรส่งที่ความดันไม่สูงเกินกว่าที่ต้องการมากนัก

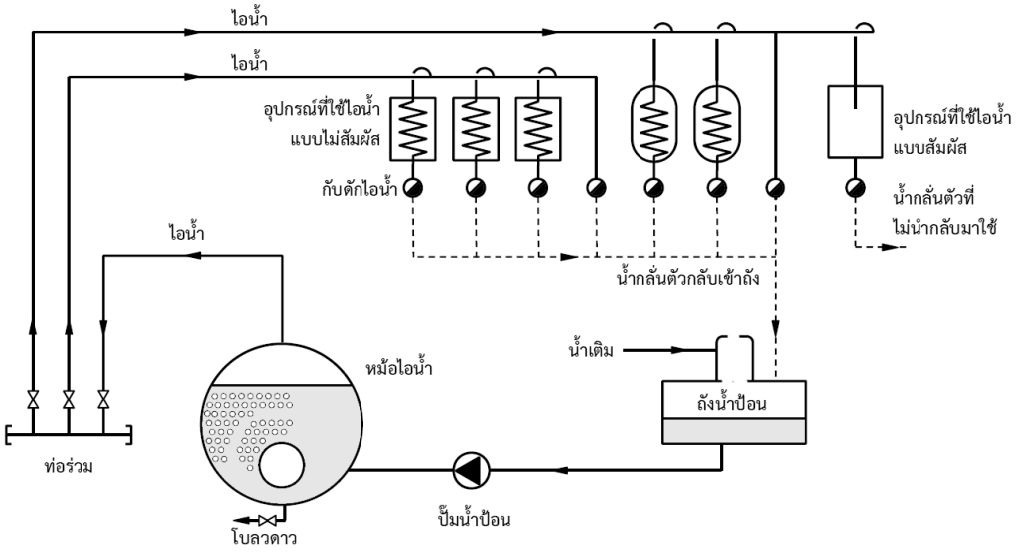
ช่องสุดท้ายของตาราง 11.2 แสดงปริมาตรจำเพาะของไอน้ำ ซึ่งจะเห็นได้ว่าไอน้ำที่ความดัน 0 barG มีความหนาแน่น 0.59 kg/m^3 ซึ่งหมายถึงได้ขยายตัวขึ้นจากปริมาตรน้ำเดิมถึง 1,000/0.59 = 1,695 เท่า ดังนั้นนอกจากการใช้ไอน้ำในการถ่ายเทความร้อนแล้วยังมีการใช้ไอน้ำในการบรรจุอาหารสดด้วยในถุงสุญญากาศด้วย โดยการฉีดไอน้ำเข้าไปในถุงอาหารแล้วปิดผนึก เมื่อถุงเย็นตัวลงไอน้ำจะกลายเป็นน้ำซึ่งทำให้ปริมาตรภายในถุงลดลงจนเกิดสุญญากาศ ซึ่งจะประหยัดพลังงานกว่าการใช้ปั๊มสุญญากาศมาก

ตาราง 11.2 คุณสมบัติของไอน้ำอิ่มตัว

ความดัน	จุดเดือด	ความร้อน หรือเอนทาลปี			ความจุความร้อนของไอน้ำ	ความหนาแน่นของไอน้ำ
		น้ำ	ความร้อนแฝง	รวม		
(barG)	(^{o}C)	h_f (kJ/kg)	h_{fg} (kJ/kg)	h (kJ/kg)	(kJ/kg ^{o}C)	(kg/m^{3})
0	99.63	417.51	2257.92	2675.43	2.0267	0.59
1	120.23	504.71	2201.59	2706.29	2.1208	1.129
2	133.54	561.44	2163.22	2724.66	2.1981	1.651
3	143.63	604.68	2132.95	2737.63	2.2664	2.163
4	151.85	640.12	2107.42	2747.54	2.3289	2.669
5	158.84	670.43	2085.03	2755.46	2.3873	3.17
6	164.96	697.07	2064.92	2761.98	2.4424	3.667
7	170.42	720.94	2046.53	2767.46	2.4951	4.162
8	175.36	742.64	2029.49	2772.13	2.5456	4.655
9	179.88	762.6	2013.56	2776.16	2.5944	5.147
10	184.06	781.11	1998.55	2779.66	2.6418	5.638
11	187.96	798.42	1984.31	2782.73	2.6878	6.127
12	191.6	814.68	1970.73	2785.42	2.7327	6.617
13	195.04	830.05	1957.73	2787.79	2.7767	7.106
14	198.28	844.64	1945.24	2789.88	2.8197	7.596
15	201.37	858.54	1933.19	2791.73	2.862	8.085
16	204.3	871.82	1921.55	2793.37	2.9036	8.575
17	207.11	884.55	1910.27	2794.81	2.9445	9.065
18	209.79	896.78	1899.31	2796.09	2.9849	9.556
19	212.37	908.56	1888.65	2797.21	3.0248	10.047
20	214.85	919.93	1878.25	2798.18	3.0643	10.539
21	217.24	930.92	1868.11	2799.03	3.1034	11.032
22	219.55	941.57	1858.2	2799.77	3.1421	11.525
23	221.78	951.9	1848.49	2800.39	3.1805	12.02
24	223.94	961.93	1838.98	2800.91	3.2187	12.515
25	226.03	971.69	1829.66	2801.35	3.2567	13.012

11.2 ส่วนประกอบของระบบไอน้ำ

ส่วนประกอบสำคัญของระบบไอน้ำได้แก่ หม้อไอน้ำ จากนั้นเป็นระบบท่อส่งจ่ายไอน้ำ ส่งไปยังอุปกรณ์ชนิดต่างๆที่ใช้ไอน้ำ เมื่อไอน้ำคายความร้อนแล้วกับดักไอน้ำจะปล่อยให้น้ำกลั่นตัวไหลออกจากอุปกรณ์ ซึ่งอาจปล่อยทิ้ง หรือนำกลับมาเติมที่ถังน้ำป้อนกลับเข้าหม้อไอน้ำใหม่เพื่อประหยัดพลังงานก็ได้ ดังนั้นในหัวข้อนี้จะเริ่มกล่าวจากต้นทางไปยังปลายทางดั้งนี้



รูปที่ 11.3 ส่วนประกอบของระบบไอน้ำ

หม้อไอน้ำ

หม้อไอน้ำเป็นอุปกรณ์ที่ทำงานด้วยการเผาไหม้เชื้อเพลิง แล้วถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นให้กับน้ำในภาชนะอัดความดัน เพื่อกำเนิดไอน้ำที่มีความดันและอุณหภูมิที่กำหนด ส่วนประกอบหลักของหม้อไอน้ำ ได้แก่ ภาชนะอัดความดันสำหรับบรรจุน้ำและไอน้ำ (ตัวหม้อไอน้ำ) อุปกรณ์เผาไหม้สำหรับเผาไหม้เชื้อเพลิง และอุปกรณ์กำเนิดความร้อนจากการเผาไหม้ กล่าวคือประกอบด้วยเตาไฟนั่นเอง นอกจากนี้ ยังอาจมี Superheater หรือมี Reheater สำหรับเพิ่มอุณหภูมิของไอน้ำให้สูงขึ้นไปอีก มีอุปกรณ์สำหรับนำความร้อนทิ้งในก๊าซไอเสียกลับมาใช้งาน หรือมีอุปกรณ์ควบคุมหม้อไอน้ำอัตโนมัติหรือมีอุปกรณ์ความปลอดภัยต่างๆ รวมทั้งอุปกรณ์เสริม เช่น ถังไล่ออกซิเจนออกจากน้ำ

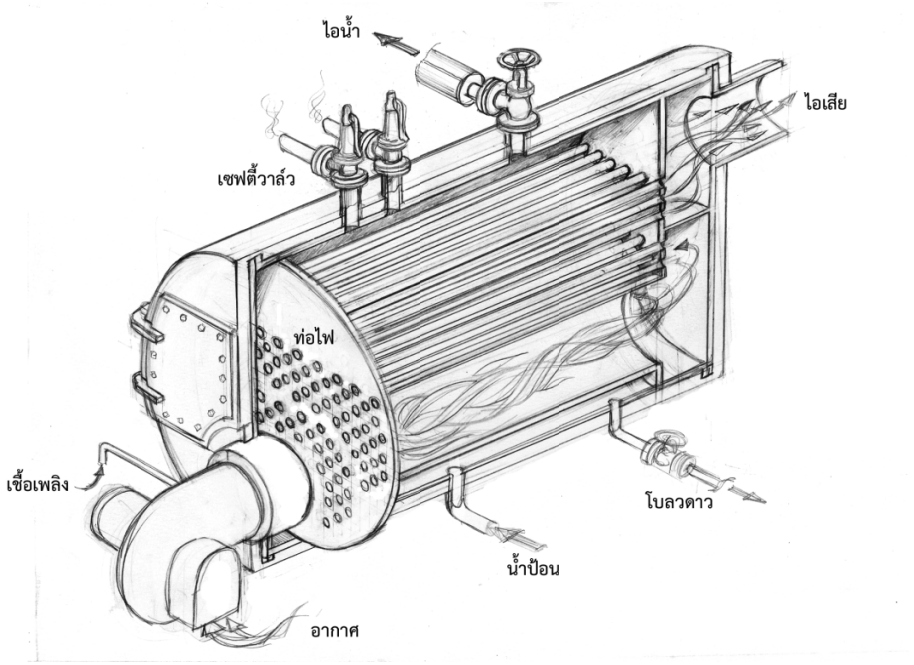
ป้อน (Deaerator) พัดลมเป่าไล่เป่าเขม่า (Soot blower) วาล์วต่างๆ เช่น วาล์วนิรภัย วาล์วไอน้ำ ฯลฯ และเครื่องวัดต่างๆ เช่น เครื่องวัดความดัน เครื่องวัดระดับน้ำ เป็นต้น

ไอน้ำที่กำเนิดจากหม้อไอน้ำ สามารถนำไปใช้งานได้หลากหลาย นอกจากใช้ในการทำให้อากาศร้อน ให้ความร้อน อบแห้ง ฯลฯ แล้ว ยังสามารถใช้ขับเครื่องจักรพลังไอน้ำ เช่น กังหันไอน้ำได้อีกด้วย กรณีที่ถือว่าหม้อไอน้ำเป็นอุปกรณ์ที่ทำงานด้วยความร้อน เราสามารถมองว่าหม้อไอน้ำเป็นอุปกรณ์กำเนิดไอน้ำได้ ประเด็นสำคัญในการจัดการพลังงานความร้อนในหม้อไอน้ำ ได้แก่ การลดการใช้เชื้อเพลิงให้เหลือน้อยที่สุด และผลิตไอน้ำตามที่กำหนดโดยที่ประสิทธิภาพสูง

ในอุตสาหกรรมที่ใช้ไอน้ำเพื่อขนส่งความร้อน ไอน้ำจะถูกนำมาใช้งานในสภาพไอน้ำอิ่มตัว แต่กรณีที่นำไปใช้กับเครื่องผลิตกำลัง เช่น กังหันไอน้ำ มักจะใช้งานในสภาพไอดง (Superheated steam) ทำให้ได้ประสิทธิภาพสูงขึ้น การทำไอดงจะใช้วิธีนำไอน้ำอิ่มตัวไปไหลผ่าน Superheater เพื่อรับความร้อนจากก๊าซเผาไหม้ในเตาเป็นไอดง ก๊าซร้อนในเตาจะถูกนำไปถ่ายเทความร้อนให้กับตัวหม้อไอน้ำและ Superheater แต่หลังจากนั้นก็ยังมีความร้อนเหลืออยู่อีกมาก การนำความร้อนในก๊าซไอเสียมาใช้ประโยชน์อย่างมีประสิทธิผล เป็นสิ่งที่สำคัญมากในการอนุรักษ์พลังงาน เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อนำความร้อนที่เหลือนี้มาใช้งาน ได้แก่อุปกรณ์อุ่นน้ำ (Economizer) ที่ใช้ความร้อนที่เหลือในก๊าซไอเสียที่ผ่านตัวหม้อไอน้ำมาแล้ว มาอุ่นน้ำที่จะจ่ายเข้าหม้อไอน้ำ และอุปกรณ์อุ่นอากาศ (Air preheater) ที่ใช้ความร้อนที่เหลือในก๊าซไอเสียในการอุ่นอากาศสำหรับเผาไหม้ เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพของหม้อไอน้ำ

ในโรงงานขนาดกลางและขนาดเล็กที่ใช้ไอน้ำประมาณ 1 ถึง 10 ตันต่อชั่วโมงจะใช้หม้อไอน้ำความดันต่ำขนาดเล็ก ที่มีความดันประมาณ 10 barG ส่วนมากจะเป็นหม้อไอน้ำแบบท่อไฟ (Flue & fire tube boiler) ดังรูปที่ 11.4 โดยหม้อไอน้ำจะเป็นทรงกระบอกบรรจุน้ำ และมีท่อเล็กๆให้แกสร้อนจากการเผาไหม้วิ่งผ่านเพื่อทำให้น้ำเดือด หม้อไอน้ำแบบท่อไฟมีขีดจำกัดเรื่องขนาดและความดัน เนื่องจากเมื่อความดันสูงมากหรือขนาดใหญ่มากจะทำให้ต้องใช้ผนังหม้อไอน้ำที่หนามากตามหลักของการออกแบบภาชนะความดัน (pressure vessel) จนสะดวกในการสร้าง

สำหรับโรงงานขนาดใหญ่ ที่มีการใช้ไอน้ำมากถึงหลายสิบตันต่อชั่วโมง ซึ่งต้องใช้ไอน้ำที่มีความดันไอน้ำสูงกว่า 10 barG ด้วย มักจะใช้หม้อไอน้ำแบบท่อน้ำ (Water tube boiler) ซึ่งน้ำจะวิ่งอยู่ในท่อเล็กๆจำนวนมากที่ล้อมรอบด้วยห้องเผาไหม้ เมื่อความดันไอน้ำมีค่าเท่ากับ 30 barG ขึ้นไป เพื่อให้สามารถใช้พลังงานได้อย่างมีประสิทธิภาพ บางโรงงานจะใช้วิธี ผลิตพลังงานร่วม (Cogeneration) โดยนำไอน้ำจากหม้อไอน้ำไปขับกังหันไอน้ำก่อน หลังจากนั้นจึงนำไอน้ำที่ไหลออกไปเป็นแหล่งความร้อนป้อนให้โรงงาน



รูปที่ 11.4 หม้อไอน้ำแบบท่อไฟ

ท่อไอน้ำและอุปกรณ์ประกอบ

ท่อไอน้ำมักเป็นท่อเหล็กเหนียว (Carbon steel pipe) ตามมาตรฐาน ANSI B16.9 A106 โดยมีความหนาในระดับ สเกดูล 40 หรือ สเกดูล ซึ่งสามารถต่อด้วยเกลียว หน้าแปลน และ การเชื่อม ผิวท่อจะหุ้มฉนวนเพื่อลดการสูญเสียความร้อน ซึ่งรายละเอียดด้านฉนวนจะกล่าวถึงในบทต่อไป

อุปกรณ์ประกอบที่สำคัญในระบบท่อไอน้ำได้แก่

วาล์วเปิด-ปิด

วาล์วทุกรูปแบบที่กล่าวถึงในบทที่สอง มีการออกแบบวาล์วหลายลักษณะสำหรับใช้งานในระบบไอน้ำ ซึ่งการเลือกใช้ขึ้นกับปัจจัยหลายๆอย่าง เช่น ช่วงอุณหภูมิและความดันใช้งาน เนื้อที่ติดตั้ง ราคา เป็นต้น ตารางที่ 11.3 แสดงช่วงการทำงานโดยทั่วไปของวาล์วรูปแบบต่างๆ

ตารางที่ 11.3 ช่วงการทำงานโดยทั่วไปของวาล์วไอน้ำ (Spirax-Sarco 2005)

ประเภท	ช่วงการทำงาน			ความดันตก* (bar)
	ขนาด (mm)	ความดัน (bar)	อุณหภูมิ (°C)	
Gate Valve	3 – 2250	700	-196 – 675	0.007
Globe Valve	3 – 760	700	-196 – 650	0.590
Diaphragm	3 – 610	21	-50 – 175	0.021
Ball Valve	6 – 1220	525	-55 – 300	0.007
Butterfly Valve	50 – 1830	102	-30 – 538	0.120

*สำหรับไอน้ำความดัน 24 บาร์ ความเร็ว 40 m/s ไหลผ่านวาล์วขนาด DN150

วาล์วลดความดัน

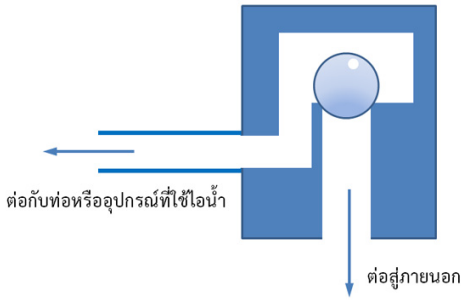
วาล์วลดความดัน (Pressure reducing valve) มีหน้าที่ลดความดันของไอน้ำให้อยู่ในระดับที่ต้องการ วาล์วนี้มีความสำคัญมากในระบบไอน้ำเพราะอุปกรณ์ต่างๆในระบบอาจมีความต้องการไอน้ำที่อุณหภูมิและความดันแตกต่างกัน ซึ่งในการส่งไอน้ำในระบบเดียวจะส่งไปตามความดันของอุปกรณ์ที่ต้องการความดันสูงที่สุด ส่วนอุปกรณ์อื่นๆที่ต้องการความดันต่ำกว่าจะต้องลดความดันลงมา ณ จุดใช้งาน

กับดักไอน้ำ (Steam traps)

กับดักไอน้ำมีหน้าที่หลักคือระบายน้ำคอนเดนเสท และ ระบายอากาศ ออกจากระบบท่อแต่ไม่ให้ไอน้ำไหลออก ซึ่งทำได้หลายวิธี โดยสามารถแบ่งได้เป็นสามประเภทหลักๆ คือแบบกลไก แบบเทอร์มสแตติก และ แบบเทอร์โมไดนามิกส์ ซึ่งรายละเอียดและการ เลือกใช้จะกล่าวถึงในบทต่อไป

อุปกรณ์ป้องกันการเกิดสุญญากาศ (Vacuum Breaker)

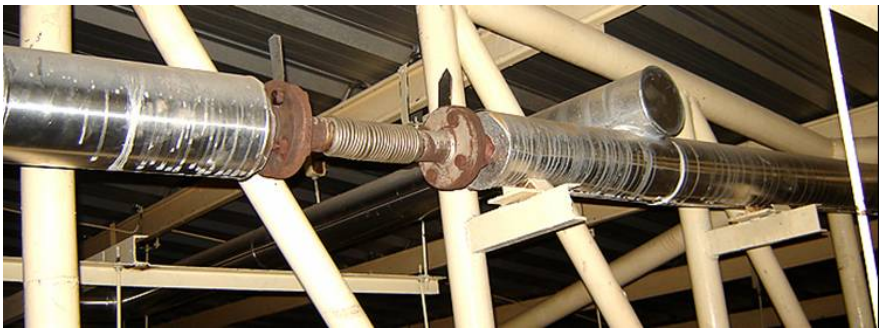
ในการใช้งานอุปกรณ์ไอน้ำหลายๆชนิดมีโอกาสเกิดสุญญากาศในอุปกรณ์ในช่วงที่หยุดใช้งาน เมื่อไอน้ำที่ค้างในอุปกรณ์เย็นตัวลงกลายเป็นน้ำคอนเดนเสท ซึ่งสุญญากาศนี้อาจทำให้อุปกรณ์ได้รับความเสียหายได้ อุปกรณ์ป้องกันการเกิดสุญญากาศจะเปิดให้อากาศภายนอกเข้าไปได้เมื่อมีสุญญากาศภายในอุปกรณ์ ตัวอย่างในรูปที่ 11.5 แสดงอุปกรณ์ป้องกันการเกิดสุญญากาศที่ทำงานโดยอาศัยแรงดันบรรยากาศดันให้ลูกบอลเปิดขึ้นให้อากาศเข้าไปได้เมื่อเกิดสุญญากาศภายในอุปกรณ์



รูปที่ 11.5 อุปกรณ์ป้องกันการเกิดสุญญากาศ

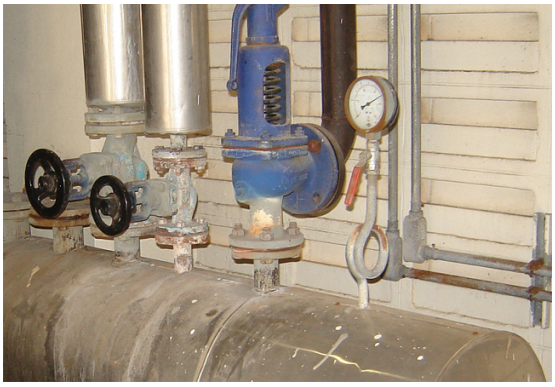
ข้อต่อขยายตัว

ข้อต่อขยายตัวเป็นส่วนประกอบที่จำเป็นสำหรับระบบไอน้ำเนื่องจากการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิในท่อทำให้ท่อมีการยืดหรือหด ซึ่งหากไม่มีระยะให้ท่อยืดหรือหดตัวก็จะทำให้เกิดความเค้นและแรงมหาศาลทำให้ท่อหรือจุดยึดได้รับความเสียหายได้ ข้อต่อขยายตัวมีหลายชนิดโดยมีรายละเอียดในบทถัดไป รูปที่ 11.6แสดงตัวอย่างของข้อต่อขยายแบบเบลโลว (Bellow type expansion joint)



รูปที่ 11.6 ข้อต่อขยายแบบเบลโลว

นอกจากนี้ยังมีอุปกรณ์ประกอบอื่นๆเหมือนระบบท่อทั่วไป เช่น มาตรวัดความดัน มาตรวัดอัตราการไหล วาล์วกันย้อน และ กรอง เป็นต้น ทั้งนี้การติดตั้งมาตรวัดความดันในระบบไอน้ำ นิยมต่อผ่านท่อขด (Siphon tube) ซึ่งใส่น้ำไว้เพื่อส่งผ่านความดันแต่จะกันไม่ให้ไอน้ำที่มีความร้อนสูงสัมผัสกับกลไกของมาตรวัดความดันโดยตรง เป็นการป้องกันความเสียหายดังรูปที่ 11.7



รูปที่ 11.7 การติดตั้งมาตรวัดความดันผ่านท่อขด

อุปกรณ์ที่ใช้ไอน้ำ

ไอน้ำถูกนำไปใช้ในอุปกรณ์หลากหลายชนิด ซึ่งแต่ละชนิดก็มีความต้องการความดันและอุณหภูมิต่างๆกันออกไป

การฉีดความร้อนเข้าในท่อเพื่อแลกเปลี่ยนความร้อนสู่ภายนอกท่อ เช่น ถังร้อนอุ่นด้วยขดท่อไอน้ำ, ภาชนะปรุงอาหารแบบสองชั้น ซึ่งจะฉีดไอน้ำเข้าระหว่างชั้น, เครื่องปรับอากาศ (ทำความร้อน) โดยใช้อากาศเป่าผ่านขดท่อไอน้ำ, เครื่องรีดแบบใช้ลูกกลิ้งโดยฉีดไอน้ำเข้าในลูกกลิ้งผ่านทางแกนหมุน เป็นต้น หลังจากไอน้ำคายความร้อน จะกลายเป็นน้ำกลั่นตัวที่สะอาดสามารถนำกลับมาป้อนหม้อไปน้ำได้ใหม่

ส่วนการฉีดไอน้ำให้สัมผัสกับวัตถุหรือกระบวนการที่ต้องการความร้อนโดยตรงจะได้น้ำกลั่นตัวที่ไม่สะอาด เช่น ในเครื่อง Steam autoclave ซึ่งเป็นการอบโดยการให้ความร้อนด้วยการฉีดไอน้ำเข้าในภาชนะปิดที่บรรจุสิ่งที่ต้องการอบ โดยจะมีการควบคุมอุณหภูมิและความดัน4kp.o (ในบางกรณีจะใช้เป็นสุญญากาศ) Retort เป็นการอบโดยการให้ความร้อนด้วยการฉีดไอน้ำเข้าในภาชนะปิด พร้อมทั้งรักษาความดันภายในเครื่องอบโดยใช้อากาศอัดเข้าช่วยระหว่างที่อุณภูมิภายในลดลง พบได้ในการอบฆ่าเชื้อโรคในอาหารกระป๋องที่ปิดผนึกแล้ว ซึ่งต้องใช้ความดันสูงป้องกันไม่ให้กระป๋องป่องออกเมื่อได้รับความร้อน Vulcaniser ใช้ในการอบยางเพื่อให้เซทตัว มีการให้ความร้อนด้วยไอน้ำโดยตรง และทางอ้อมผ่านทางเปลือกหุ้ม (Jacket) จะมีการใช้กำมะถันในกระบวนการ ซึ่งทำให้เกิดกรด น้ำคอนเดนเสทในจากไอน้ำที่ฉีดเข้าโดยตรงจึงเป็นกรด ไม่สามารถนำกลับมาใช้ได้

11.3 การออกแบบระบบท่อไอน้ำ

การออกแบบท่อไอน้ำก็เหมือนการออกแบบระบบท่ออื่นๆ คือต้องพิจารณาปลายทางและต้นทาง ซึ่งกรณีนี้ปลายทางคืออุปกรณ์ที่ใช้ไอน้ำ และต้นทางคือหม้อไอน้ำ ดังนั้นการออกแบบจึงควรมีขั้นตอนหลักดังนี้

1) ประเมินความต้องการไอน้ำ
2) เลือกหม้อไอน้ำที่เหมาะสม
3) วางเส้นทางการเดินท่อไอน้ำ
4) กำหนดวัสดุของท่อไอน้ำ
5) กำหนดขนาดท่อไอน้ำ

รายละเอียดแต่ละขั้นตอนเป็นดังนี้

การประเมินความต้องการไอน้ำ

ข้อมูลความต้องการไอน้ำประกอบด้วย ที่ตั้งของอุปกรณ์ ความดัน และอัตราการไหลที่ต้องการในแต่ละอุปกรณ์ ซึ่งข้อมูลเหล่านี้ควรเป็นข้อมูลที่มีก่อนเริ่มการออกแบบระบบไอน้ำอยู่แล้ว ความดันและอัตราการไหลที่อุปกรณ์แต่ละตัวต้องการ จะได้มาจากข้อกำหนดของผู้ผลิตนั้นๆ แต่ในกรณีที่เป็นอุปกรณ์ที่ออกแบบเองผู้ออกแบบจะต้องทราบอุณหภูมิ หรือความดันใช้งาน (ซึ่งสัมพันธ์กันตามรูปที่ 11.1) ส่วนอัตราการไหลสามารถประเมินได้จากปริมาณความร้อนที่ต้องการ ซึ่งคำนวณได้จากความสัมพันธ์ในสมการ (11.2)

$$\dot{q} = \frac{\dot{m} h_{fg}}{3600} \tag{11.2}$$

เมื่อ

$\dot{q}$ คือความร้อนที่ต้องการนำไปใช้ในอุปกรณ์ (kW)

$\dot{m}$ คืออัตราการไหลของไอน้ำในหน่วย (kg/h)

h_{fg} คือความร้อนแฝงในการกลายเป็นไอของน้ำที่อุณหภูมิใช้งาน (kJ/kg)

การประเมินความต้องการไอน้ำโดยรวมของระบบต้องพิจารณาความดันที่แต่ละอุปกรณ์ต้องการ รวมทั้งช่วงเวลาในการใช้งานเช่น

- หากอุปกรณ์ต้องการความดันไอน้ำใกล้เคียงกันก็สามารถส่งด้วยความดันที่อุปกรณ์ที่ต้องการความดันสูงสุดต้องการ และ ทำการลดความดันลงในอุปกรณ์บางตัวที่ต้องการความดันน้อยกว่า
- หากมีอุปกรณ์จำนวนมากที่มีความต้องการความดันที่แตกต่างกันมากอย่างชัดเจนก็อาจพิจารณาแยกระบบไอน้ำเป็นสองระบบ
- หากในระบบมีอุปกรณ์จำนวนมาก แต่ใช้งานไม่พร้อมกันต้องพิจารณาช่วงเวลาการใช้งานว่ามีการใช้พร้อมกันมากที่สุดเมื่อใด เป็นปริมาณเท่าใด

ตัวอย่างการพิจารณาดังกรณีที่กล่าวมาจะนำไปสู่การประเมินความต้องการความดัน และอัตราการไหลของไอน้ำที่ใกล้เคียงและเหมาสม

การเลือกหม้อไอน้ำ

การเลือกหม้อไอน้ำในเบื้องต้นคือการระบุขนาด ซึ่งประกอบด้วยอัตราการผลิตไอน้ำในหน่วยตันต่อชั่วโมง ที่ความดันใช้งาน ในหน่วยบาร์ จากนั้นจึงเลือกชนิดของหม้อไอน้ำให้เหมาะสมกับขนาดของหม้อไอน้ำ รวมทั้งพิจารณาชนิดของเชื้อเพลิงที่เหมาะสม และอุปกรณ์ประกอบเพื่อให้ใช้พลังงานได้อย่างมีประสิทธิภาพสูงสุดด้วย แต่ในหัวข้อนี้จะครอบคลุมเฉพาะการเลือกขนาดเท่านั้น (ส่วนอื่นๆ จัดเป็นเนื้อหาในวิชาวิศวกรรมโรงต้นกำลัง)

หลักการเบื้องต้นในการเลือกขนาดหม้อไอน้ำคือ

- พยายามให้หม้อไอน้ำทำงานสภาพที่ใกล้เคียงกับขนาดของหม้อไอน้ำและทำงานด้วยอัตราที่สม่ำเสมอ การทำงานที่โหลดต่ำจะมีประสิทธิภาพเชิงพลังงานต่ำ
- ผลิตไอน้ำที่ความดันต่ำที่สุดเท่าที่จะทำได้ เพราะการผลิตไอน้ำที่ความดันสูงขึ้นจะมีประสิทธิภาพเชิงความร้อนต่ำลง เนื่องจากอุณหภูมิผิวของอุปกรณ์สูงขึ้น และ ก๊าซเสียที่ปล่อยทิ้งมีอุณหภูมิสูงขึ้น
- พิจารณาความเป็นไปได้ที่จะมีการขยายต่อเติมระบบในอนาคต

อัตราการผลิตไอน้ำของหม้อไอน้ำได้มาจากความต้องการไอน้ำที่ปลายทาง บวกกับความสูญเสียในท่อส่งเนื่องจากในระหว่างที่เดินทางในท่อส่งมีการสูญเสียความร้อน ทำให้ไอน้ำบางส่วนกลั่นตัวเป็นน้ำคอนเดนเสท และเผื่อปัจจัยการใช้งานไว้อีก

ความดันของไอน้ำที่ต้องผลิตประเมินจากความดันใช้งานที่อุปกรณ์ บวกกับความดันสูญเสียในท่อและวาล์ว และเผื่อปัจจัยการใช้งานไว้อีก นอกจากนี้ควรพิจารณาช่วงเวลาในการใช้งานด้วย เช่นอาจแบ่งหม้อไอน้ำเป็นหลายตัวและเดินตามความต้องการในแต่ละช่วงเวลา เป็นต้น

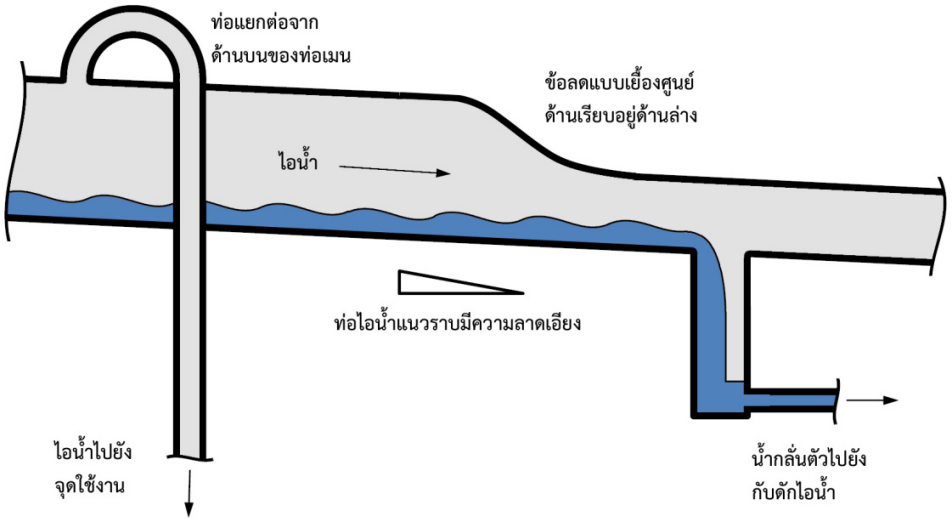
การวางเส้นทางการเดินท่อไอน้ำ

ท่อส่งไอน้ำนอกจากจะต้องรักษาคุณภาพของไอน้ำให้ดีแล้วยังต้องสามารถอนุรักษ์พลังงานได้ดีอีกด้วย การเดินท่อไอน้ำจึงควรเดินให้ตรงและสั้นที่สุด ทั้งนี้จะต้องพิจารณาแนวท่อให้สัมพันธ์กับท่อระบบอื่นๆ และโครงสร้างของอาคารด้วย

ในระบบขนาดใหญ่ซึ่งมีการใช้ไอน้ำในหลายๆส่วนแยกกันควรพิจารณาให้มีท่อร่วม (Header) ให้ไอน้ำที่ได้จากหม้อไอน้ำมารวมกันก่อนแบ่งจ่ายไปยังส่วนต่างๆ

การเดินท่อในแนวนอนควรมีความลาดเอียงประมาณ 1 ต่อ 100 ไปตามทิศทางการไหล เพื่อให้น้ำคอนเดนเสทไหลไปยังจุดรวมน้ำเพื่อปล่อยออกทางกับดักไอน้ำ ในกรณีที่ท่อเมนมีระยะทางยาว การสูญเสียความร้อนที่ผิวท่อจะทำให้เกิดน้ำกลั่นตัวที่จะถูกไอน้ำพาไปด้วยความเร็วสูง ทำให้เกิดการสึกกร่อนภายในท่อและเกิดการกระแทก (ค้อนน้ำ) เมื่อวิ่งไปชนข้อต่อข้องอต่างๆ จึงควรจัดให้มีจุดระบายน้ำออกจากท่อโดยการติดตั้งกับดักไอน้ำทุกๆ 30 ถึง 50 เมตร

หากมีการเปลี่ยนขนาดท่อไอน้ำในแนวราบควรใช้ข้อลดแบบเยื้องศูนย์ โดยให้ด้านเรียบอยู่ด้านล่างดังรูปที่ 11.8 ทั้งนี้เพื่อให้น้ำคอนเดนเสทไหลได้สะดวกและไม่มากระแทกกับข้อลดอันเป็นสาเหตุหนึ่งของการเกิดค้อนน้ำ และการเดินท่อแยกลงมาจากท่อเมนควรต่อจากด้านบนของท่อแยกตามรูปด้านบนเพื่อไม่ให้น้ำไหลตามมาด้วย



รูปที่ 11.8 การติดตั้งท่อไอน้ำที่ถูกต้อง

การกำหนดความหนาของท่อไอน้ำ

การกำหนดความหนาของท่อไอน้ำจะต้องพิจารณาถึงอุณหภูมิและความดันใช้งาน ซึ่งในการใช้งานปกติที่ความดันต่ำสามารถใช้ท่อเหล็กดำ ASTM A53 สเกดูล 40 ได้ ส่วนในสภาพที่มีความดันและอุณหภูมิสูง การออกแบบจะต้องอิงกับมาตรฐาน ซึ่งมาตรฐานที่เป็นที่ยอมรับอย่างแพร่หลายได้แก่มาตรฐาน ASME B31 ทั้งนี้เกณฑ์ที่แนะนำในการตรวจสอบความหนาของท่อไอน้ำใช้หลักการเดียวกันกับการกำหนดความหนาของท่อส่งของเหลวที่กล่าวไว้ในหัวข้อ 5.2 โดยในกรณีท่อไอน้ำความดันสูงให้พิจารณาผลของอุณหภูมิที่ทำให้ความแข็งแรงของท่อลดลงประกอบด้วย ตาราง 11.4 ให้คำแนะนำเบื้องต้นในการกำหนดความหนาของท่อตามความดันและเส้นผ่านศูนย์กลางระบุของท่อ

ตาราง 11.4 ความหนาแนะนำของท่อไอน้ำ (Bell, 2000)

<table>
<tr><td>ระดับความดัน</td><td colspan="3">ขนาดท่อ</td></tr>
<tr><td rowspan="2">ความดันต่ำ
0 – 1 barG</td><td>DN50 ลงไป</td><td>DN65 – DN250</td><td>DN300 ขึ้นไป</td></tr>
<tr><td>ASTM A53 Sch. 40
Type E or S Grade B
ต่อด้วยเกลียว</td><td>ASTM A53 Sch. 40
Type E or S Grade B
ต่อด้วย Butt weld</td><td>ASTM A53 10 mm. thk.
Type E or S Grade B
ต่อด้วย Butt weld</td></tr>
<tr><td rowspan="3">ความดันปานกลาง
และ ความดันสูง
1 – 20 barG</td><td colspan="2">DN40 ลงไป</td><td>DN50 ขึ้นไป</td></tr>
<tr><td colspan="2">ASTM A53 Sch. 80
Type E or S Grade B
ต่อด้วย Socket Weld</td><td>ASTM A53 Sch. 80
Type E or S Grade B
ต่อด้วย Butt weld</td></tr>
<tr><td colspan="2">ASTM A106 Sch. 80
Grade B
ต่อด้วย Socket Weld</td><td>ASTM A106 Sch. 80
Grade B
ต่อด้วย Butt weld</td></tr>
</table>

ทั้งนี้ข้อกำหนดความดันสูงสุดที่ท่อเหล็กเหนียวตามมาตรฐาน ASTM A53 และ ASTM A106 เกรด B จะรับได้ตามที่ระบุใน ASME B31.3 แสดงอยู่ในภาคผนวก ข

การกำหนดขนาดท่อไอน้ำ

การไหลของไอน้ำในท่อเป็นการไหลที่ขับเคลื่อนด้วยแรงดันของไอน้ำจากหม้อไอน้ำ โดยความดันไอน้ำที่ปลายทางจะเหลือเท่าไรขึ้นอยู่กับขนาดท่อและระยะทาง ซึ่งในการกำหนดขนาดของท่อต้องกำหนด

(1) ความดันออกแบบ (ความดันใช้งานสูงสุด)

(2) อัตราไหล

(3) ความยาวของระบบท่อ

(4) ความดันสูญเสียที่ยอมรับได้

การกำหนดขนาดท่อทำได้สองวิธีคือ เลือกด้วยเกณฑ์ความเร็ว เลือกด้วยเกณฑ์ความดันตกในท่อ การใช้ท่อที่มีขนาดใหญ่หรือเล็กเกินไปมีผลดังนี้

- ท่อที่ใหญ่เกินไปทำให้ราคาวัสดุแพงทั้งท่อและฉนวน พื้นที่ผิวมากทำให้สูญเสียความร้อนมาก เกิดน้ำคอนเดนเสทในท่อมาก
- ท่อที่เล็กเกินไปทำให้ความดันตกมาก ต้องผลิตไอน้ำที่ความสูงขึ้น

การคำนวณความดันตก

ความดันตกในท่อไอน้ำสามารถประมาณได้โดยใช้สมการของ *Unwin* (11.3) ดังนี้

$$\Delta p = 6.753 \dot{m}^2 l \frac{\left(1 + \frac{91.4}{d}\right)}{\rho d^5} \tag{11.3}$$

เมื่อ Δp คือความดันตกในท่อ (bar)

$\dot{m}$ คืออัตราการไหลของไอน้ำ (kg/h)

L คือความยาวของท่อ (m)

d คือเส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ (mm)

ρ คือความหนาแน่นของไอน้ำ (kg/m^3)

สมการ (11.3) จะประมาณความดันตกสูงกว่าความเป็นจริงอย่างมากเมื่อไอน้ำมีความเร็วสูง

ส่วนความเร็วในการไหลของไอน้ำในท่อ สามารถคำนวณได้จากสมการ (11.4)

$$v = 353.7\frac{\dot{m}}{\rho d^2} \tag{11.4}$$

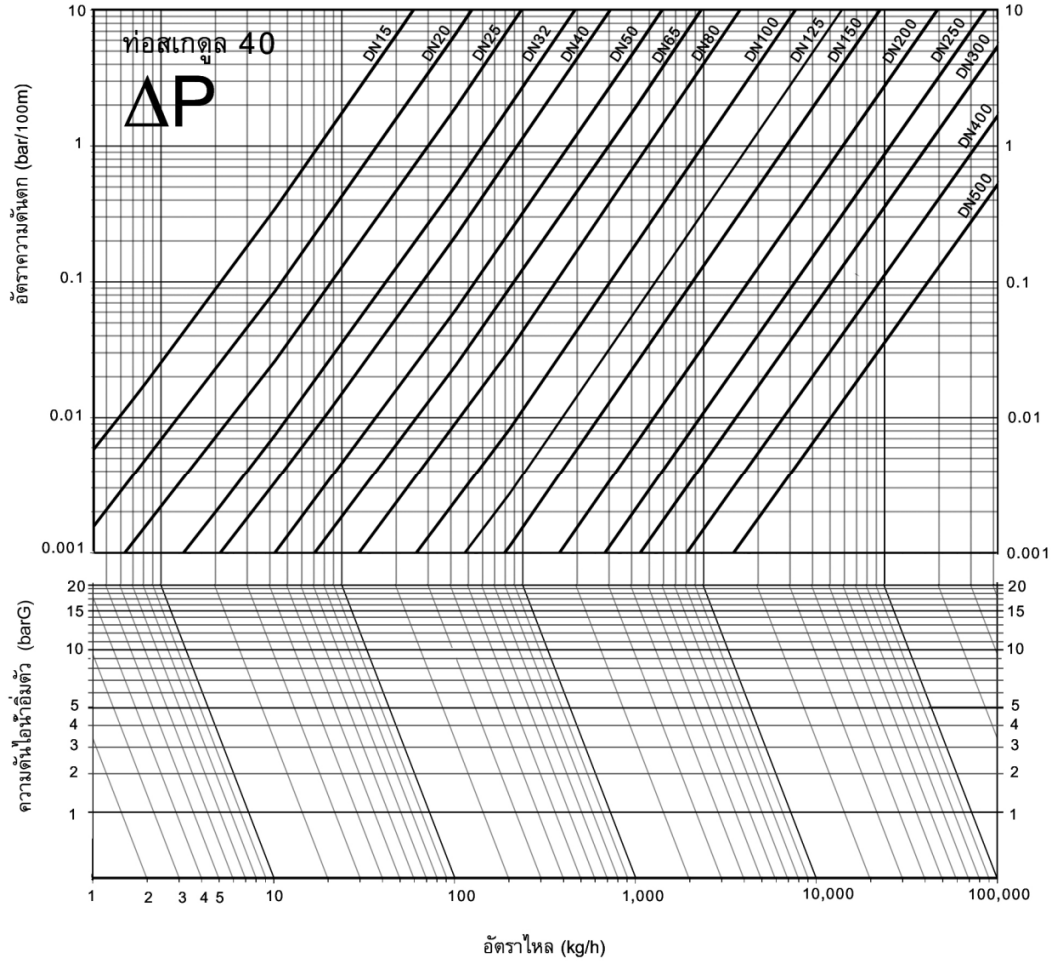
เมื่อ v คือความเร็วในการไหลของไอน้ำ (m/s)
$\dot{m}$ คืออัตราการไหลของไอน้ำ (kg/h)
d คือเส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ (mm)
ρ คือความหนาแน่นของไอน้ำ (kg/m^3)

ความหนาแน่นของไอน้ำอิ่มตัว ρ (kg/m^3) สามารถประมาณจากความดันของไอน้ำตามสมการ (11.5)

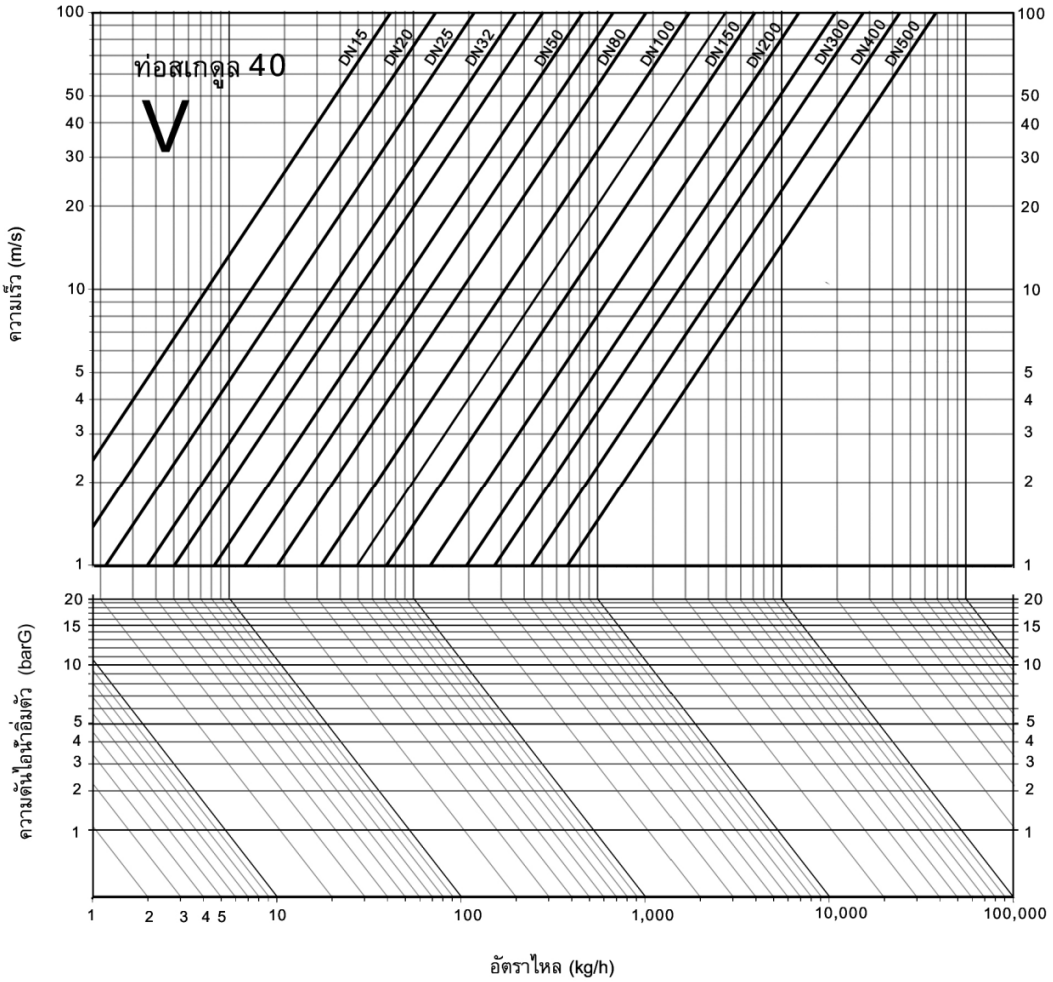
$$\rho = 0.5923p^{0.9425} \tag{11.5}$$

เมื่อ p คือความดันของไอน้ำ (barA) โดยสมการ (11.5) มีความคลาดเคลื่อนไม่เกิน 2% สำหรับไอน้ำอิ่มตัวที่ความดันไม่เกิน 25 barG

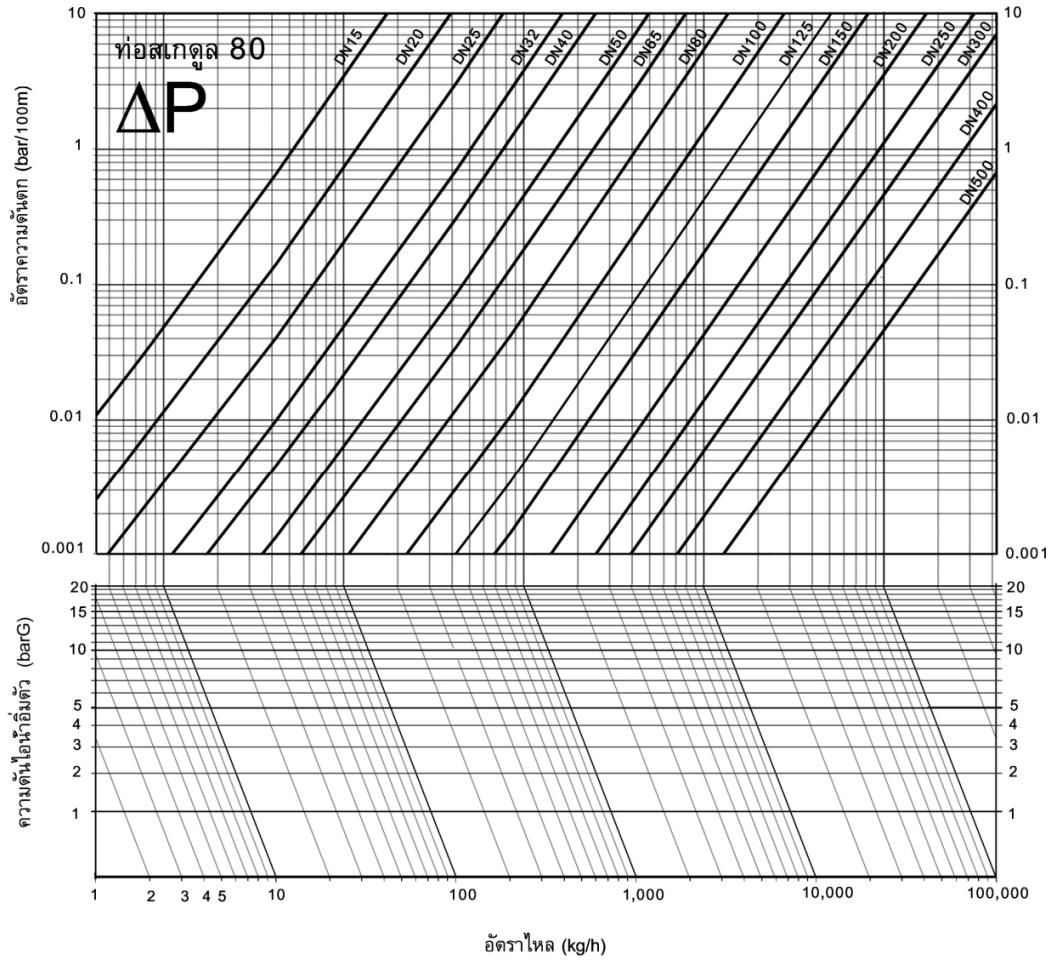
ความสัมพันธ์ตามสมการ 11.4 – 11.5 ประกอบกับการใช้สมการของ Darcy-Weisbach สามารถนำมาเขียนเป็นกราฟเพื่อทำนายความดันลด และความเร็วในท่อส่งไอน้ำอิ่มตัวที่ความดันต่างๆ ดังรูปที่ 11.9 - 11.12



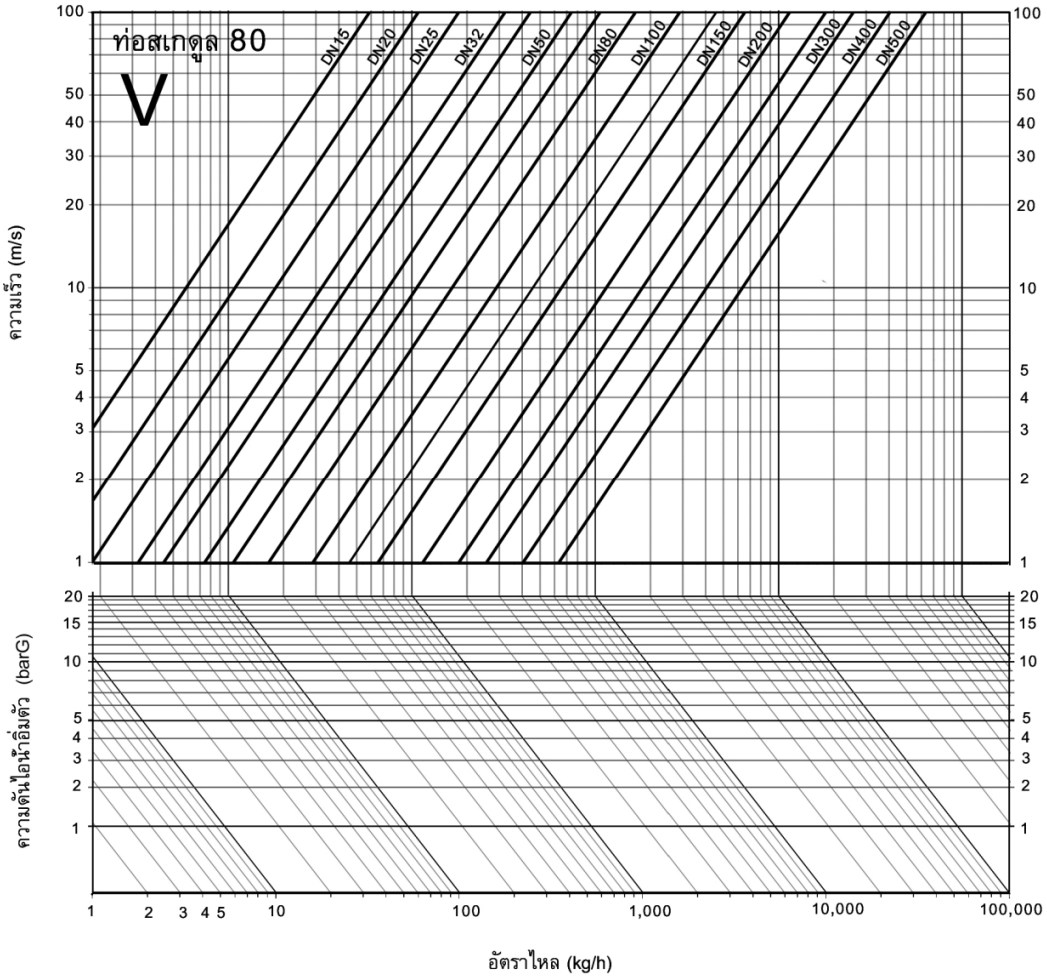
รูปที่ 11.9 ความดันตกในท่อส่งไอน้ำอิ่มตัว สเกดูล 40



รูปที่ 11.10 ความเร็วในท่อส่งไอน้ำอิ่มตัว สเกดูล 40



รูปที่ 11.11 ความดันตกในท่อส่งไอน้ำอิ่มตัว สเกดูล 80



รูปที่ 11.12 ความเร็วในท่อส่งไอน้ำอิ่มตัว สเกดูล 80

การกำหนดขนาดท่อไอน้ำด้วยเกณฑ์ความเร็ว

ความเร็วของไอน้ำอิ่มตัวในท่อสามารถออกแบบให้อยู่ในช่วง 20 – 40 m/s โดยความเร็วที่เหมาะสมของการไหลของไอน้ำประเภทต่างๆเป็นดังตารางที่ 11.5 ซึ่งเมื่อใช้เกณฑ์ความเร็วจะสามารถหาขนาดท่อโดยใช้ตาราง 11.7 สำหรับท่อสเกดูล 40 และตาราง 11.8 สำหรับท่อสเกดูล 80 หรือใช้กราฟในรูปที่ 11.10 และ 12

ไอน้ำยิ่งมีความดันสูงจะยิ่งมีโอกาสเกิดความชื้นน้อยจึงสามารถออกแบบที่ความเร็วสูงมากได้ แต่ทั้งนี้หากท่อมีความยาวเกิน 50 เมตรต้องมีการตรวจสอบความดันตกด้วยเสมอ โดยอาจใช้ความเร็วต่ำกว่า 20 m/s หากไอน้ำความดันต่ำต้องวิ่งในท่อยาวมาก

ตารางที่ 11.5 ตัวอย่างช่วงความเร็วกระแสที่เหมาะสมของไอน้ำ (Bell, 2000)

ระดับความดัน	ความดันไอน้ำ (barG)	ความเร็ว (m/s)
ความดันต่ำ	0 – 1	20 – 30
ความดันปานกลาง	1 – 7	30 – 40
ความดันสูง	7 – 20	40 – 75

การกำหนดขนาดท่อไอน้ำด้วยเกณฑ์ความดันตก

ความดันตกที่เหมาะสมสำหรับการออกแบบท่อไอน้ำเป็นไปตามตารางที่ 11.6 ซึ่งเมื่อทราบความดันตกที่ต้องการแล้ว สามารถหาขนาดท่อได้โดยใช้รูปที่ 11.9 สำหรับท่อสเกดูล 40 และ รูปที่ 11.11 สำหรับท่อสเกดูล 80

ตาราง 11.6 ความดันตกที่เหมาะสมสำหรับการออกแบบท่อไอน้ำอิ่มตัว (Bell, 2000)

ระดับความดัน	ความดันไอน้ำ (barG)	ความดันตก (bar/100m)	ความดันตกรวม (bar)
ความดันต่ำ	0 – 1	0.03 – 0.1	0.01 – 0.2
ความดันปานกลาง	1 – 7	0.1 – 0.45	0.2 – 0.7
ความดันสูง	7 – 20	0.45 – 1.1	0.7 – 4

ตารางที่ 11.7 อัตราไหลของไอน้ำอิ่มตัวที่ความเร็วต่างๆในท่อสเกดูล 40

P	V	อัตราไหลของไอน้ำอิ่มตัว (kg/h) ในท่อ สเกดูล 40										
(barg)	(m/s)	15	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150
0.5	10	6	11	17	29	41	67	98	148	255	401	579
	20	12	21	35	58	82	135	197	296	510	802	1,158
	30	18	32	52	87	122	202	295	445	765	1,203	1,737
	40	24	43	69	116	163	269	394	593	1,021	1,604	2,316
1	10	8	14	23	38	53	88	129	194	334	525	758
	20	16	28	45	76	107	176	257	388	668	1,049	1,515
	30	24	42	68	114	160	264	386	582	1,001	1,574	2,273
	40	32	56	91	152	214	352	515	775	1,335	2,098	3,030
2	10	12	20	33	56	78	129	188	283	488	767	1,108
	20	23	41	66	111	156	257	376	567	976	1,534	2,216
	30	35	61	99	167	234	386	565	850	1,464	2,301	3,323
	40	47	82	133	223	312	515	753	1,134	1,953	3,069	4,431
4	10	19	33	54	90	126	208	304	458	789	1,240	1,791
	20	38	66	107	180	252	416	609	917	1,578	2,480	3,582
	30	57	99	161	270	379	624	913	1,375	2,367	3,720	5,373
	40	75	132	214	360	505	832	1,217	1,833	3,157	4,961	7,164
6	10	26	45	74	124	173	286	418	630	1,084	1,704	2,461
	20	52	91	147	247	347	572	836	1,259	2,168	3,408	4,921
	30	78	136	221	371	520	857	1,254	1,889	3,253	5,112	7,382
	40	104	182	294	495	694	1,143	1,672	2,518	4,337	6,816	9,842
8	10	33	58	93	157	220	363	531	799	1,376	2,163	3,123
	20	66	115	187	314	440	726	1,061	1,599	2,753	4,326	6,247
	40	131	231	374	628	880	1,451	2,123	3,197	5,505	8,652	12,494
	60	197	346	561	942	1,321	2,177	3,184	4,796	8,258	12,978	18,741
10	10	40	70	113	190	267	439	643	968	1,667	2,620	3,783
	20	80	140	226	380	533	879	1,286	1,936	3,334	5,239	7,566
	40	159	279	453	761	1,066	1,758	2,571	3,872	6,668	10,479	15,132
	60	239	419	679	1,141	1,600	2,636	3,857	5,808	10,002	15,718	22,699
12	10	47	82	133	223	313	516	754	1,136	1,956	3,075	4,440
	20	93	164	266	447	626	1,031	1,509	2,272	3,913	6,149	8,880
	40	187	328	531	893	1,252	2,063	3,018	4,545	7,826	12,298	17,760
	60	280	492	797	1,340	1,877	3,094	4,526	6,817	11,739	18,448	26,640
15	10	57	100	162	273	382	630	922	1,388	2,390	3,757	5,425
	20	114	200	325	546	765	1,260	1,844	2,776	4,781	7,513	10,850
	40	228	401	649	1,091	1,529	2,520	3,687	5,553	9,562	15,027	21,700
	60	342	601	974	1,637	2,294	3,781	5,531	8,329	14,343	22,540	32,550

ตารางที่ 11.8 อัตราไหลของไอน้ำอิ่มตัวที่ความเร็วต่างๆในท่อสเกดูล 80

P	V	อัตราไหลของไอน้ำอิ่มตัว (kg/h) ในท่อ สเกดูล 80										
(barg)	(m/s)	15	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150
0.5	10	5	9	14	26	35	59	85	132	230	365	522
	20	9	17	29	51	71	118	170	265	461	729	1,045
	30	14	26	43	77	106	178	255	397	691	1,094	1,567
	40	19	35	58	103	142	237	340	530	922	1,459	2,090
1	10	6	11	19	34	46	77	111	173	301	477	684
	20	12	23	38	67	93	155	222	346	603	954	1,367
	30	18	34	57	101	139	232	333	520	904	1,431	2,051
	40	25	45	75	135	185	310	445	693	1,206	1,908	2,734
2	10	9	17	28	49	68	113	163	253	441	698	1,000
	20	18	33	55	98	136	226	325	507	882	1,395	1,999
	30	27	50	83	148	203	340	488	760	1,323	2,093	2,999
	40	36	66	110	197	271	453	650	1,013	1,763	2,791	3,998
4	10	15	27	45	80	110	183	263	409	713	1,128	1,616
	20	29	54	89	159	219	366	525	819	1,425	2,256	3,232
	30	44	80	134	239	329	549	788	1,228	2,138	3,383	4,848
	40	58	107	178	318	438	732	1,051	1,638	2,851	4,511	6,463
6	10	20	37	61	109	151	251	361	563	979	1,550	2,220
	20	40	74	123	219	301	503	722	1,125	1,958	3,099	4,440
	30	60	110	184	328	452	754	1,083	1,688	2,938	4,649	6,660
	40	80	147	245	437	602	1,006	1,444	2,250	3,917	6,198	8,880
8	10	25	47	78	139	191	319	458	714	1,243	1,967	2,818
	20	51	93	156	277	382	639	916	1,428	2,486	3,934	5,636
	40	101	187	311	555	764	1,277	1,833	2,857	4,972	7,868	11,273
	60	152	280	467	832	1,146	1,916	2,749	4,285	7,458	11,802	16,909
10	10	31	57	94	168	231	387	555	865	1,505	2,382	3,413
	20	61	113	188	336	463	773	1,110	1,730	3,011	4,765	6,827
	40	123	226	377	672	926	1,547	2,220	3,460	6,022	9,530	13,653
	60	184	340	565	1,008	1,388	2,320	3,330	5,190	9,033	14,294	20,480
12	10	36	66	111	197	272	454	651	1,015	1,767	2,796	4,006
	20	72	133	221	394	543	908	1,303	2,030	3,534	5,592	8,012
	40	144	266	442	789	1,086	1,815	2,606	4,060	7,068	11,184	16,024
	60	216	399	663	1,183	1,630	2,723	3,908	6,091	10,601	16,777	24,036
15	10	44	81	135	241	332	555	796	1,240	2,159	3,416	4,895
	20	88	162	270	482	664	1,109	1,592	2,481	4,318	6,833	9,790
	40	176	325	540	964	1,327	2,218	3,184	4,961	8,635	13,666	19,579
	60	264	487	810	1,445	1,991	3,327	4,775	7,442	12,953	20,498	29,369

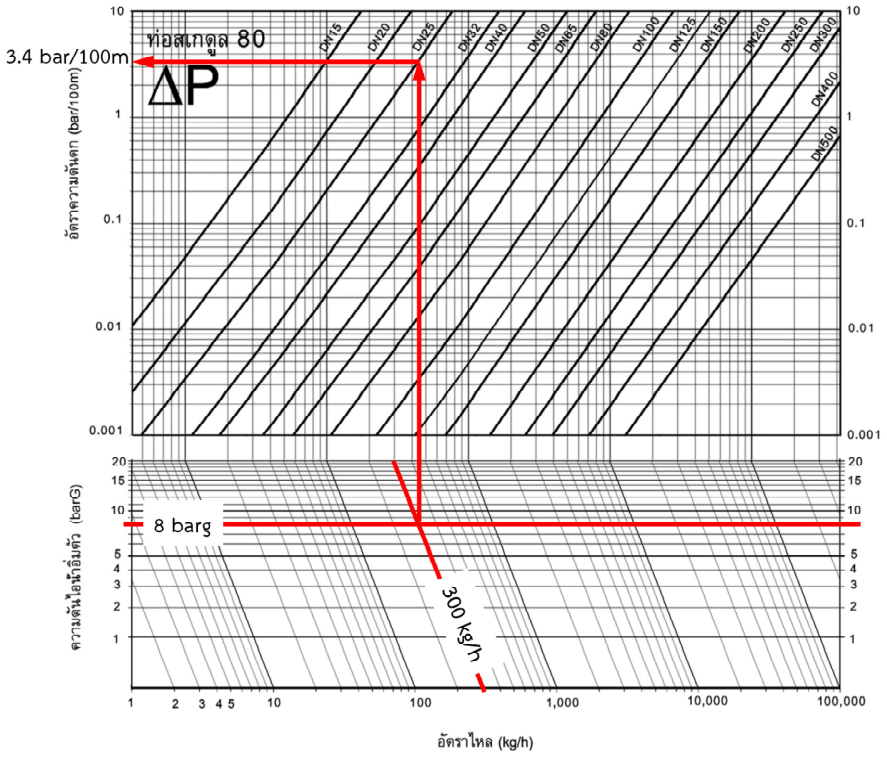
ตัวอย่าง 11.1

จงหากำหนดขนาดท่อส่งไอน้ำในอัตรา 300 kg/h ที่ความดัน 8 barG โดยใช้ท่อสเกดูล 80 ให้มีความเร็วไม่เกิน 40 m/s และหาอัตราความดันตก

วิธีทำ

จากตาราง 11.7 พบว่าท่อ DN25 สเกดูล 80 รับอัตราไหลได้ 311 kg/h ที่ความดัน 8 barG ดังนั้นเลือกใช้ท่อ DN25 Sch80 ตอบ

จากนั้นตรวจสอบอัตราความดันตกจากรูป 11.11 โดยลากเส้นอัตราไหล 300kg/h ตัดกับเส้นความดัน 8 barG จากนั้นโปรเจคจุดตัดขึ้นในแนวตั้งไปตัดกับเส้น DN25 แล้วอ่านค่าอัตราความดันตกได้ 3.4 bar/100m



หมายเหตุ ความดันตก 3.4 bar/100 เมตรเป็นค่าที่สูง ในการติดตั้งจริงจะต้องดูความยาวของท่อด้วย หากท่อมีความยาวมากจะต้องออกแบบโดยใช้เกณฑ์ความดันตกดังจะกล่าวต่อไป

ตัวอย่าง 11.2

จงหากำหนดขนาดท่อส่งไอน้ำในอัตรา 300 kg/h ที่ความดันต้นทาง 8 barG เป็นระยะทาง 150 m โดยต้องการความดันที่ปลายทางไม่ต่ำกว่า 7.6 barG ให้ประมาณอัตราการเกิดน้ำกลั่นตัวเนื่องจากความร้อนสูญเสียไว้ที่ 3.5%/100 m และคิดความสูญเสียในข้อต่อและวาล์วเป็น 10% ของความยาวท่อ

วิธีทำ

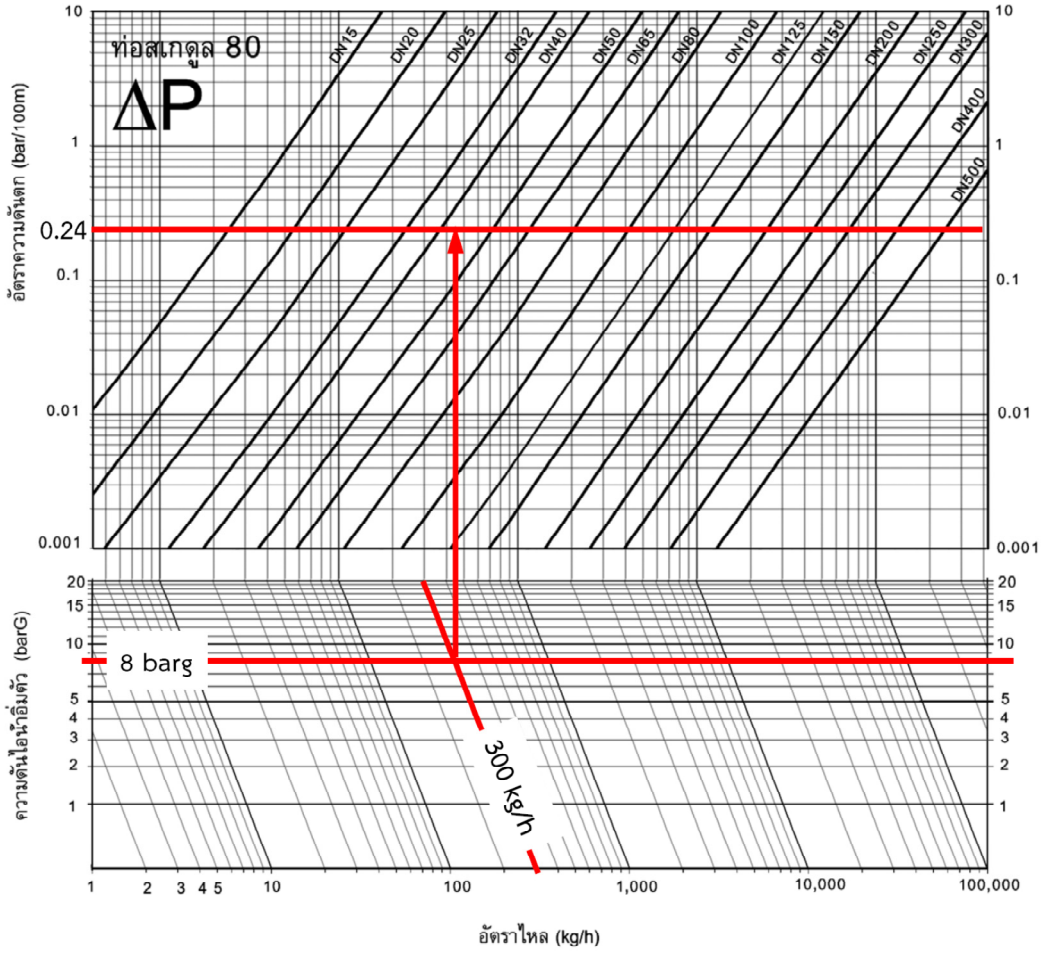
เนื่องจากมีข้อกำหนดความดันต้นทางและปลายทาง จึงควรออกแบบด้วยเกณฑ์ความดันตก ขั้นแรกคิดความยาวเทียบเท่าเป็น 150 m + 10% = 165 m

จากนั้นคำนวณความดันตกต่อ 100 m คือ $dp = \frac{8-7.6}{165} \times 100 = 0.24$ bar/100 m

แล้วคิดเผื่อความร้อนสูญเสียตามที่โจทย์แนะนำโดยการส่งไอน้ำด้วยอัตราที่เพิ่มขึ้น 3.5%/100 m คิดเป็น $\dot{m} = 300 \times (1 + 3.5\% \times 165/100) = 317$ kg/h

จากนั้นใช้รูปที่ 11.11 โดยลากเส้นอัตราความดันตก 0.24 bar/100m ตัดกับอัตราไหล 300 kg/h พบว่าควรใช้ท่อ DN50 Sch80 ตอบ

หากตรวจสอบความเร็วดูจากรูปที่ 11.12 จะพบว่าไอน้ำมีความเร็วประมาณ 6.5 m/s เท่านั้น ทั้งนี้หากใช้วิธีออกแบบด้วยเกณฑ์ความเร็ว 40 m/s ดังตัวอย่างที่ 11.1 จะได้ขนาดท่อเพียง DN25 Sch 80 แต่มีความดันตกสูงมากเนื่องจากท่อมีความยาวมาก การออกแบบด้วยเกณฑ์ความเร็วจึงใช้ไม่ได้ในกรณีนี้


ท่อสเกดูล 80
ΔP
DN15
DN20
DN25
DN32
DN40
DN50
DN65
DN80
DN100
DN125
DN150
DN200
DN250
DN300
DN400
DN500
อัตราความดันตก (bar/100m)
10
1
0.24
0.1
0.01
0.001
8 barg
300 kg/h
ความดันในน้ำอิ่มตัว (barG)
20
15
10
5
4
3
2
1
1
2
3
4
5
10
100
1,000
10,000
100,000
อัตราไหล (kg/h)

แบบฝึกหัด

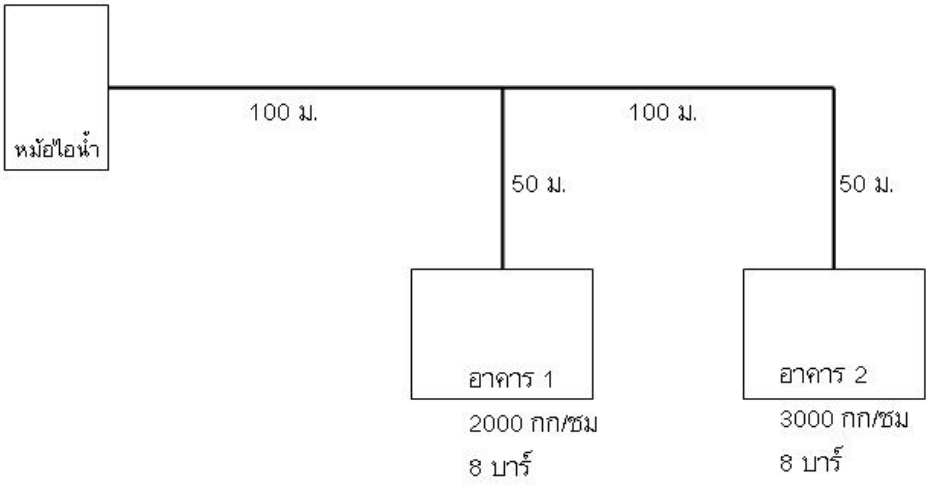
11.1) ทำการคำนวณออกแบบระบบท่อไอน้ำตามขั้นตอนต่อไปนี้

(11.1.1) จงกำหนดขนาดท่อส่งไอน้ำโดยให้ความเร็วไอน้ำไม่เกิน 30 m/s

(11.1.2) คำนวณความดันตกสูงสุดในระบบท่อไอน้ำ

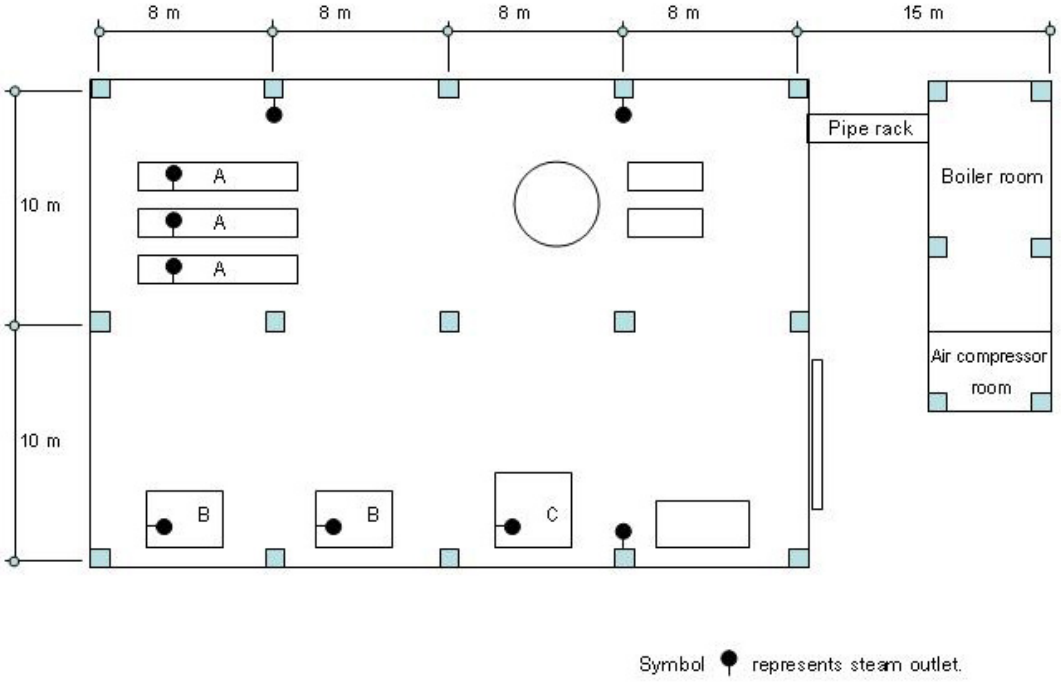
(11.1.3) หากฉนวนที่หุ้มท่อทำให้ความร้อนสูญเสียจากท่อไม่เกิน 100 w/m จงหาอัตราการเกิดคอนเดนเสทในท่อไอน้ำ

(11.1.4) กำหนดอัตราการผลิตไอน้ำ และ ความดัน ไอน้ำของหม้อไอน้ำ



11.2) จงออกแบบระบบท่อส่งไอน้ำสำหรับโรงงาน ซึ่งมีความต้องการไอน้ำดังนี้

Point	Flowrate (kg/h)	Pressure (barG)	Quantity
A	150	8	
B	500	8	
C	550	6	
Others	200	4	



บทที่ 12 การออกแบบระบบท่อไอน้ำ ตอนที่ 2

การออกแบบระบบท่อไอน้ำยังมีรายละเอียดที่เกี่ยวข้องอีกมาก เนื่องจากเป็นระบบที่เกี่ยวกับความร้อนและความดันสูง บทนี้จะกล่าวถึงประเด็นสำคัญบางประเด็นดังต่อไปนี้

12.1 ต้นทุนของไอน้ำ

การผลิตไอน้ำแต่ละกิโลกรัมต้องใช้ความร้อนเพื่อทำให้น้ำป้อนจากอุณหภูมิห้องขึ้นไปถึงจุดเดือดของน้ำที่ความดันที่กำหนด จากนั้นจึงให้ความร้อนเพื่อให้น้ำเปลี่ยนสถานะกลายเป็นไอน้ำ ซึ่งความร้อนที่ต้องใช้ทั้งหมดในการผลิตไอน้ำอิ่มตัว 1 กิโลกรัมคือ

$$q = h_2 - h_1 \tag{12.1}$$

$$h_1 = 4.18T \tag{12.2}$$

เมื่อ h_1 คือเอนทาลปี้ของน้ำป้อน (kJ/kg) ซึ่งสามารถคำนวณได้จากสมการ (12.2) โดย T คืออุณหภูมิของน้ำป้อน (°C) และ h_2 คือเอนทาลปี้รวมของไอน้ำอิ่มตัว (kJ/kg) ซึ่งดูได้จากตารางที่ 10.2

อัตราความร้อนที่สามารถนำมาใช้ได้จากอัตราการใช้ไอน้ำ 1 kg/h ที่ความดันบรรยากาศคิดได้จากค่าความร้อนแฝง h_{fg} คือ (2,257 kJ/kg) x (1kg/h) / (3,600s/h) = 0.627 kJ/s = 0.627kW ทั้งนี้ค่าความร้อนแฝงของไอน้ำจะลดลงตามความดันไอที่เพิ่มขึ้น

ตัวอย่าง 12.1

จงหาพลังงานความร้อนที่ต้องใช้ในการผลิตไอน้ำ 1 กิโลกรัม ที่ความดัน 8 barG จากน้ำป้อนอุณหภูมิ 30°C

วิธีทำ

จากตาราง 11.2 ที่ความดัน 8 barG ไอน้ำอิ่มตัวมีเอนทาลปี้รวม 2,779.66 kJ/kg แทนค่าลงในสมการ (12.1) และ (12.2) จะได้

$$q = 2{,}779.66 - 4.18 \times 30 = 2{,}654.26 \text{ kJ}$$ ตอบ

ความร้อนที่ให้แก่ไอน้ำมาจากการเผาไหม้เชื้อเพลิงที่ห้องเผาไหม้ของหม้อไอน้ำซึ่งมีประสิทธิภาพการเผาไหม้ต่างกันออกไปตามชนิดของเชื้อเพลิงและการปรับแต่งหม้อไอน้ำ ตาราง 12.1 ให้ข้อมูลของเชื้อเพลิงบางชนิด ซึ่งข้อมูลค่าเชื้อเพลิงคำนวณโดยใช้ค่าความร้อนต่ำของเชื้อเพลิงดังตัวอย่างที่ 12.1

ตาราง 12.1 ข้อมูลของเชื้อเพลิงบางชนิดที่ใช้ในหม้อไอน้ำ

เชื้อเพลิง	หน่วย	LHV (MJ/หน่วย)	ราคาเชื้อเพลิง* (บาทต่อหน่วย)	ประสิทธิภาพ (ประมาณการ)	ค่าเชื้อเพลิง** (บาท/กก.ไอน้ำ)
ไฟฟ้า	kWh	3.6	3	90%	2.46
น้ำมันดีเซล	litre	36.42	26	80%	2.37
น้ำมันเตา	litre	39.77	15	80%	1.25
LPG	kg	49.29	19	85%	1.20
CNG	kg	45	13	85%	0.90
ฟืน	kg	15.99	1.5	60%	0.41
แกลบ	kg	14.4	1.5	60%	0.46
ลิกไนท์ (แม่เมาะ)	kg	10.47	0.5	70%	0.18

* ราคาโดยประมาณ ** ค่าเชื้อเพลิงในการผลิตไอน้ำอิ่มตัวที่ความดัน 8 barG จากน้ำป้อนอุณหภูมิ 30 °C

ตัวอย่าง 12.2

จงหาค่าใช้จ่ายในการผลิตไอน้ำ 1 กิโลกรัม ที่ความดัน 8 barG จากน้ำป้อนอุณหภูมิ 30 องศาเซลเซียส ตามตัวอย่างที่ 12.1 โดยใช้น้ำมันเตาเป็นเชื้อเพลิง เพื่อพิสูจน์ที่มาของตัวเลขในช่องสุดท้ายของตาราง 12.1

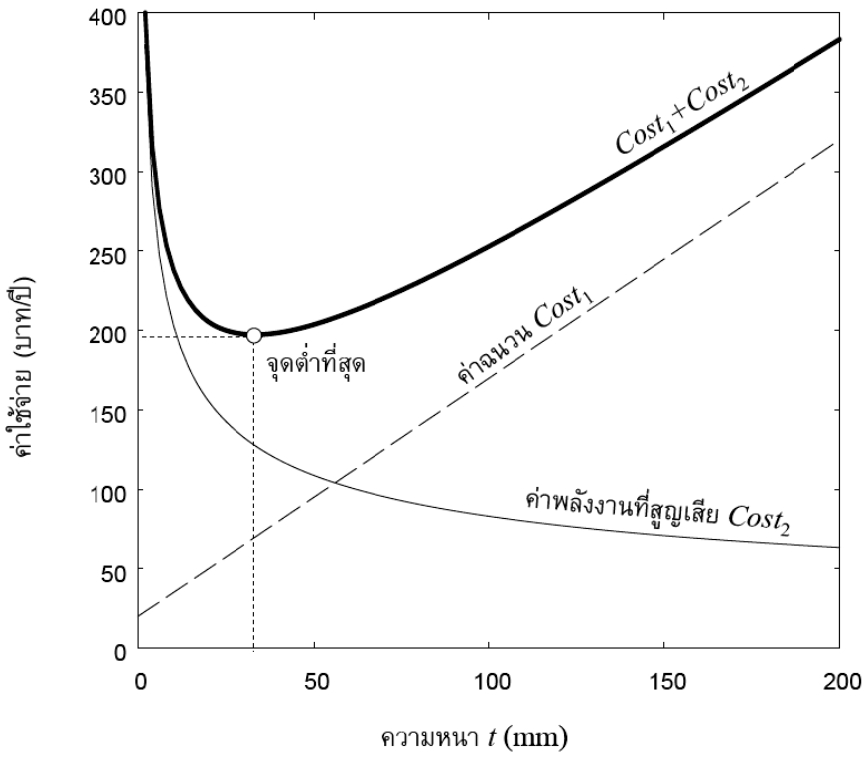
วิธีทำ

จากสภาวะตามตัวอย่างที่ 12.1 การผลิตไอน้ำ 1 กิโลกรัม
ต้องใช้ความร้อน =2,654.26 kJ

จากตารางที่ 12.1 น้ำมันเตา 1 ลิตรมีค่าความร้อน = 39.77MJ = 39.77×10^3 kJ
จากตารางที่ 12.1 ประสิทธิภาพโดยประมาณของหม้อไอน้ำที่ใช้น้ำมันเตา 80%
ความร้อนของน้ำมันเตา 1 ลิตรที่ส่งให้ไอน้ำ = $0.8 \times 39.77 \times 10^3 = 31.82 \times 10^3$ kJ
การผลิตไอน้ำ 1 กิโลกรัมต้องใช้น้ำมันเตา= $2,654.26 / 31.82 \times 10^3 = 0.0834$ ลิตร
จากตารางที่ 12.1 ราคาน้ำมันเตา = 15 บาทต่อลิตร
ดังนั้นค่าใช้จ่ายในการผลิตไอน้ำ 1 กิโลกรัม = $0.0834 \times 15 = 1.25$ บาท ตอบ

12.2 ความร้อนสูญเสียและการหุ้มฉนวน

ท่อไอน้ำเป็นท่อที่มีอุณหภูมิสูงจึงมีการสูญเสียความร้อนได้ง่ายซึ่งเมื่อคิดย้อนกลับไปที่ต้นทางก็จะเป็นค่าเชื้อเพลิงที่สูญเสีย ท่อไอน้ำที่ความดัน 8 barG หากไม่มีการหุ้มฉนวนจะมีความสูญเสียมากกว่า 2,000 watt/m^2 ดังนั้นการหุ้มฉนวนจึงเป็นสิ่งที่จำเป็นอย่างมาก การใช้ฉนวนที่ความหนาน้อยเกินไปจะทำให้ยังมีความร้อนสูญเสียจากท่ออยู่มากและทำให้เกิดน้ำคอนเดนเสทในท่อมาก และยังทำให้อุณหภูมิผิวท่อมีค่าสูงเป็นอันตรายต่อผู้ปฏิบัติงาน (อุณหภูมิเริ่มเป็นอันตรายต่อผู้ปฏิบัติงานคือ 50°C) แต่การหุ้มฉนวนที่หนาเกินไปจะทำให้มีต้นทุนค่าฉนวนสูง ไม่คุ้มกับค่าเชื้อเพลิงที่ประหยัดได้ ซึ่งจุดที่เหมาะสมที่สุดคือจุดที่ค่าใช้จ่ายรวมต่ำที่สุดดังรูปที่ 12.1 แต่การหาจุดนี้จะต้องมีข้อมูลของความร้อนสูญเสีย ราคาเชื้อเพลิง และค่าเสื่อมราคาของฉนวน ซึ่งบางครั้งเป็นเรื่องยากที่จะคำนวณในทางปฏิบัติ



รูปที่ 12.1 แนวคิดในการหาความหนาของฉนวนที่เหมาะสมที่สุด



รูปที่ 12.2 ฉนวนทรงกระบอกสำหรับหุ้มท่อ

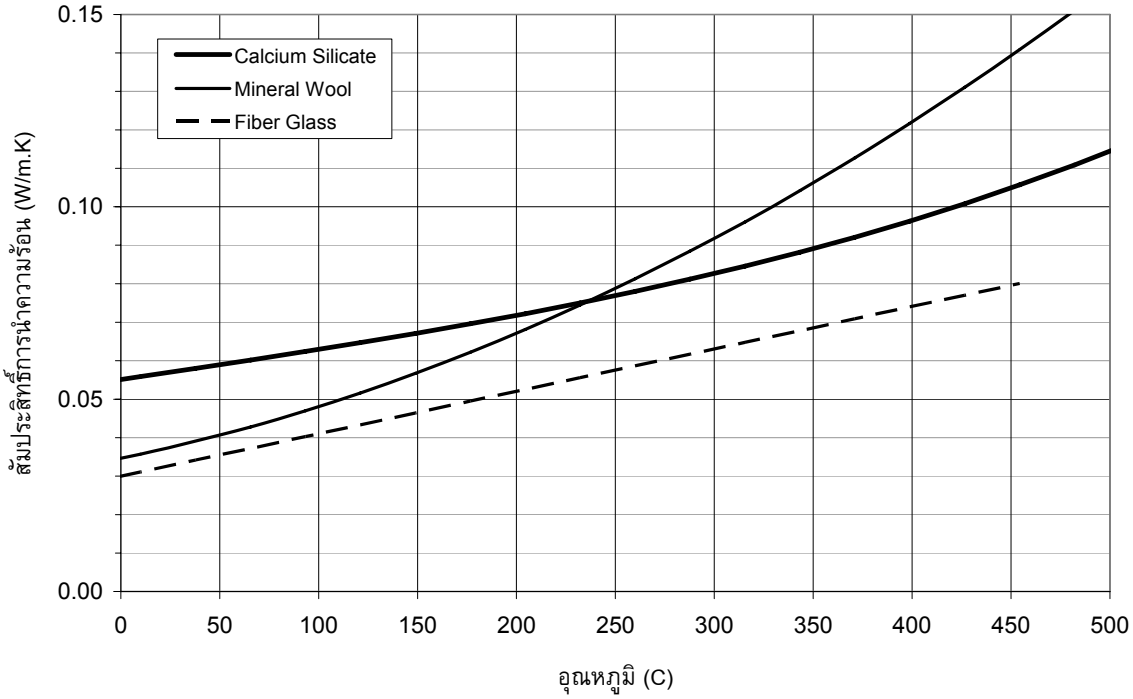


รูปที่ 12.3 ท่อไอน้ำที่หุ้มฉนวนและห่อด้วยแผ่นอลูมิเนียม

ฉนวนที่นิยมนำมาใช้งานในระบบไอน้ำได้แก่ ฉนวนแคลเซียมซิลิเคต (Calcium silicate) ฉนวนใยแร่ (Mineral wool) และ ฉนวนใยแก้ว (Fibre glass) ซึ่งมีค่าสัมประสิทธิการนำความร้อน k อยู่ในช่วง 0.03-0.08 w/m·K ในช่วงอุณหภูมิ 100-200 °C ทั้งนี้ค่า k จะเพิ่มขึ้นตามอุณหภูมิใช้งาน ดังรูปที่ 12.4 โดยมีรายละเอียดในตารางที่ 12.2

ตาราง 12.2 คุณสมบัติของฉนวนความร้อน

ฉนวน	อุณหภูมิสูงสุด (°C)	ค่า k ที่ 150 °C	สมการหาค่า k
แคลเซียมซิลิเคต	550	0.067	$1.3070E\text{-}07T^2 + 5.1223E\text{-}05T + 5.5839E\text{-}02$
ใยแร่	650	0.057	$2.8045E\text{-}07T^2 + 1.0632E\text{-}04T + 3.4652E\text{-}02$
ใยแก้ว	450	0.046	$1.1025E\text{-}04T + 2.9990E\text{-}02$



รูปที่ 12.4 ค่าสัมประสิทธิการนำความร้อนของฉนวนแคลเซียมซิลิเคต ฉนวนใยแร่ และ ฉนวนใยแก้ว

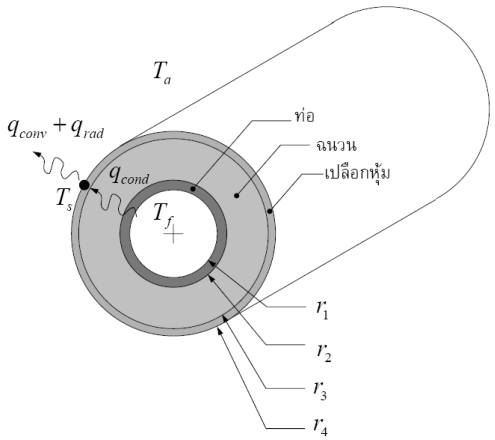
ในการกำหนดขนาดฉนวน ตาราง 12.3 ให้คำแนะนำเบื้องต้นในการเลือกความหนาของฉนวน ซึ่งจะทำให้ความร้อนสูญเสียในระบบท่อส่งไอน้ำมีค่าประมาณ 10% ของท่อที่ไม่หุ้มฉนวน

ตาราง 12.3 ค่าความหนาของฉนวนที่แนะนำสำหรับท่อไอน้ำ

ขนาดท่อ DN	ช่วงอุณหภูมิของของไหล (°C)			
	50 - 90 น้ำร้อน	90 - 120 ไอน้ำความดันต่ำ	120 - 150 ไอน้ำความดันปานกลาง	150 - 230 ไอน้ำความดันสูง
15-25	25	40	50	65
32-50	25	40	65	65
65-100	40	50	65	80
125-150	40	50	80	90
200 ขึ้นไป	40	50	80	90

การคำนวณความร้อนสูญเสียจากผิวท่อทำได้โดยการทำการสมดุลอัตราการถ่ายเทความร้อน ณ ผิวฉนวน คือ

$$q_{loss} = q_{cond} = q_{conv} + q_{rad}$$



รูปที่ 12.5 ความร้อนสูญเสียผ่านท่อไอน้ำที่หุ้มฉนวน

โดยความร้อนแต่ละส่วนสามารถคำนวณในหน่วยวัตต์ต่อความยาวท่อ 1 เมตร ได้จากสมการ (12.3) ถึง (12.5) ทั้งนี้ใช้สมมุติฐานว่าอุณหภูมิผิวในของท่อมีค่าใกล้เคียงกับอุณหภูมิของไหลมาก

$$q_{cond} = \frac{\left(T_f - T_s\right)}{\ln\left(r_2/r_1\right)/k_1 + \ln\left(r_3/r_2\right)/k_2 + \ln\left(r_4/r_3\right)/k_3} \qquad (12.3)$$

$$q_{rad} = \pi r_4 \varepsilon \sigma \left(T_s^4 - T_a^4 \right) \tag{12.4}$$

$$q_{conv} = \pi r_4 h \left(T_s - T_a \right) \tag{12.5}$$

เมื่อ

ε คือสัมประสิทธิ์การแผ่รังสีของผิวนอกที่สัมผัสกับบรรยากาศ

σ คือค่าคงที่ของ Stefan-Boltzman = 5.67×10^{-8} watt/m^{-4}

T_a คืออุณหภูมิบรรยากาศ (K)

T_s คืออุณหภูมิผิวนอกที่สัมผัสกับบรรยากาศ (K)

T_f คืออุณหภูมิผิวด้านในของท่อ (K)

r_1 คือรัศมีภายในของท่อ (m)

r_2 คือรัศมีภายนอกของท่อ (m)

r_3 คือรัศมีภายนอกของฉนวน (m)

r_4 คือรัศมีภายนอกของเปลือกหุ้ม (m)

k_1 คือค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของท่อ (watt/m.K)

k_2 คือค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของฉนวน (watt/m.K)

k_3 คือค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของเปลือกหุ้ม (watt/m.K)

และ h คือค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของเปลือกหุ้ม (watt/m^2.K)

ค่าสัมประสิทธ์การพาความร้อนจากผิวท่อโลหะที่วางตัวในแนวราบ สู่อากาศที่สภาวะธรรมชาติ โดยมีการเคลื่อนที่ของอากาศแบบราบเรียบสามารถประมาณได้จาก สมการ (12.6) (ASHRAE, 2001)

$$h = 1.32 \left(\frac{T_s - T_a}{2r_4} \right)^{0.25} \tag{12.6}$$

ซึ่งสุดท้ายสามารถทำการสมดุลความร้อน และเขียนได้เป็นสมการ (12.7) เพื่อแก้สมการหาค่าอุณหภูมิผิว

$$1.11 r_4^{0.75}\left(T_s - T_a\right)^{1.25} + \varepsilon\sigma r_4\left(T_s^4 - T_a^4\right) - \frac{\left(T_f - T_s\right)}{\ln\left(r_2/r_1\right)/k_1 + \ln\left(r_3/r_2\right)/k_2 + \ln\left(r_4/r_3\right)/k_3} = 0 \qquad (12.7)$$

ตารางที่ 12.4 ได้มาจากการแก้สมการ (12.7) โดยใช้เงื่อนไขดังนี้

อุณหภูมิด้านในของท่อมีค่าประมาณอุณหภูมิของไอน้ำ T_f

อุณหภูมิสิ่งแวดล้อม T_a = 30 °C = 303 K

สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของเหล็กเหนียว k_1 = 54 w/m·K ที่ 25 °C
และ 47 w/m·K ที่ 225 °C

สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของฉนวนแคลเซียมซิลิเคต k_2 คิดตามสมการในตาราง 12.3
โดยใช้อุณหภูมิ $\left(T_f + T_s\right)/2$

สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของเปลือกหุ้มอลูมินัม k_3 = 200 w/m·K (หนา 1 mm)

สัมประสิทธิ์การแผ่รังสีของเปลือกหุ้มอลูมิเนียมผิวด้าน ε = 0.2

สัมประสิทธิ์การแผ่รังสีของผิวท่อที่ไม่หุ้มฉนวน ε = 0.8

ตาราง 12.4 ความร้อนสูญเสียจากท่อไอน้ำ เหล็กเหนียว สเกดูล 40

ขนาดท่อไอน้ำ (DN)	อุณหภูมิไอน้ำ (deg C)	ความร้อนสูญเสียที่อุณหภูมิสิ่งแวดล้อม 30 °C ลมสงบ (watt/m)*						
		ความหนาของฉนวนแคลเซียมซิลิเคต (mm)**						
		0 (ไม่หุ้ม)	25	38	50	63	80	100
15	75	46	11	10	9	8	7	7
	100	80	18	15	14	13	11	11
	125	119	25	21	19	17	16	15
	150	163	32	27	24	22	20	19
	175	213	40	33	30	27	25	23
	200	268	48	40	36	33	30	28
20	75	56	13	11	10	9	8	7
	100	97	20	17	15	14	13	12
	125	144	28	23	21	19	17	16
	150	198	36	30	27	25	22	21
	175	258	45	37	33	30	27	25
	200	325	54	45	40	36	33	30
25	75	67	14	12	11	10	9	8
	100	117	23	19	17	15	14	13
	125	175	32	26	23	21	19	18
	150	240	42	34	30	27	25	23
	175	314	51	42	37	34	30	28
	200	396	62	50	44	40	36	33
32	75	81	16	14	12	11	10	9
	100	142	26	22	19	17	15	14
	125	212	37	30	26	24	21	19
	150	291	48	39	34	30	27	25
	175	380	59	48	42	37	34	31
	200	480	71	57	50	45	40	36
40	75	93	18	15	13	12	10	9
	100	161	29	24	21	18	17	15
	125	241	41	33	29	26	23	21
	150	331	52	42	37	33	29	27
	175	433	65	52	45	40	36	33
	200	547	78	62	54	48	43	39
50	75	112	21	17	15	13	12	11
	100	196	34	27	23	21	19	17
	125	292	47	38	32	29	26	23
	150	402	61	48	42	37	33	30
	175	527	75	60	52	46	41	37
	200	666	90	72	62	55	49	44
65	75	132	24	19	17	15	13	12
	100	231	39	31	26	23	21	18
	125	345	54	43	37	32	28	26
	150	475	70	55	47	42	37	33
	175	622	86	68	58	51	45	40
	200	787	104	81	69	61	54	48

* ช่องที่แรเงาคือมีอุณหภูมิผิวนอกสูงกว่า 50 °C

** ในกรณีที่เป็นฉนวนชนิดอื่นให้คูณด้วยตัวคูณต่อไปนี้

ฉนวน	ตัวคูณค่าความร้อนสูญเสีย
ใยแร่	0.8
ใยแก้ว	0.7

ตาราง 12.4 ความร้อนสูญเสียจากท่อไอน้ำ เหล็กเหนียว สเกดูล 40 (ต่อ)

ขนาดท่อไอน้ำ (DN)	อุณหภูมิไอน้ำ (deg C)	ความร้อนสูญเสียที่อุณหภูมิสิ่งแวดล้อม 30 °C ลมสงบ (watt/m)* ความหนาของฉนวนแคลเซียมซิลิเคต (mm)**						
		0 (ไม่หุ้ม)	25	38	50	63	80	100
80	75	157	28	22	19	17	15	13
	100	275	45	35	30	26	23	21
	125	410	62	49	42	36	32	28
	150	565	81	63	54	47	41	37
	175	741	100	78	66	58	51	45
	200	938	120	93	79	69	61	54
100	75	196	34	26	22	19	17	15
	100	342	54	42	36	31	27	24
	125	512	75	58	49	43	37	33
	150	706	98	75	64	55	48	42
	175	926	121	93	79	68	59	52
	200	1,174	145	112	94	82	71	62
125	75	237	40	31	26	23	20	17
	100	413	64	49	41	36	31	27
	125	617	89	68	57	50	43	38
	150	852	116	88	74	64	55	48
	175	1,118	143	109	92	79	68	60
	200	1,419	172	131	110	94	81	71
150	75	276	46	35	30	26	22	19
	100	481	74	56	47	41	35	31
	125	721	103	78	66	56	48	42
	150	995	133	101	85	73	62	54
	175	1,307	165	125	104	90	77	67
	200	1,660	199	150	125	107	92	80
200	75	349	57	43	36	31	27	23
	100	608	92	70	58	50	42	37
	125	911	128	97	80	69	59	51
	150	1,259	166	125	104	89	76	65
	175	1,655	206	155	128	109	93	80
	200	2,104	248	186	153	131	111	96
250	75	424	68	52	43	37	31	27
	100	740	111	84	69	59	50	43
	125	1,109	155	116	96	82	69	59
	150	1,534	201	151	124	105	89	77
	175	2,018	249	186	153	130	110	94
	200	2,567	300	223	184	156	131	113
300	75	492	79	60	50	42	36	31
	100	858	128	96	79	67	57	49
	125	1,287	179	134	111	93	79	67
	150	1,780	232	173	142	121	102	87
	175	2,344	288	214	176	149	125	107
	200	2,984	346	257	211	178	150	128

* ช่องที่แรเงาคือมีอุณหภูมิผิวนอกสูงกว่า 50 °C

** ในกรณีที่เป็นฉนวนชนิดอื่นให้คูณด้วยตัวคูณต่อไปนี้

ฉนวน	ตัวคูณค่าความร้อนสูญเสีย
ใยแร่	0.8
ใยแก้ว	0.7

12.3 การออกแบบท่อน้ำกลั่นตัว

น้ำกลั่นตัว (หรือนิยมเรียกทับศัพท์ว่า คอนเดนเสท) เกิดขึ้นได้ในที่สองจุดเป็นหลัก คือในท่อส่งไอน้ำ และในอุปกรณ์ที่ใช้ไอน้ำ ซึ่งการคำนวณความร้อนสูญเสียในท่อจากหัวข้อที่ผ่านมาจะช่วยให้ผู้ออกแบบสามารถประเมินอัตราการเกิดน้ำกลั่นตัวในท่อส่งไอน้ำได้ ส่วนการเกิดคอนเดนเสทในอุปกรณ์ก็จะมีปริมาณเท่ากับไอน้ำที่อุปกรณ์ใช้ไปตามสมการ (12.1) ในกรณีที่เป็นการแลกเปลี่ยนความร้อนปริมาณคอนเดนเสทที่เกิดขึ้นจะเท่ากับปริมาณไอน้ำที่ใช้ ทั้งนี้ต้องมีการติดตั้งกับดักไอน้ำเพื่อระบายน้ำกลั่นตัวออกจากอุปกรณ์ ส่วนในกรณีที่ใช้ไอน้ำไปผสมกับน้ำ หรือ ไปนึ่งอาหาร หรือใช้ทำสุญญากาศเพื่อบรรจุอาหาร ไอน้ำนั้นก็จะติดไปกับสิ่งที่ใช้งานปลายทางเลยจึงไม่ต้องคิดปริมาณน้ำกลั่นตัว

ในท่อส่งไอน้ำ การสูญเสียความร้อนผ่านผนังท่อส่งไอน้ำทำให้ไอน้ำกลายเป็นน้ำกลั่นตัว ซึ่งอัตราการกลั่นตัวสามารถคิดได้จากความร้อนที่สูญเสียเทียบกับความร้อนแฝงในการกลายเป็นไอที่ความดันไอน้ำที่ส่งมา ตามสมการต่อไปนี้

$$\dot{m} = 3600\frac{Q_{loss}}{h_{fg}} \tag{12.8}$$

เมื่อ $\dot{m}$ คืออัตราการเกิดน้ำกลั่นตัว kg/h

Q_{loss} คืออัตราการสูญเสียความร้อน kW

h_{fg} คือค่าความร้อนแฝงในการกลายเป็นไอของน้ำที่ความดันในท่อ kJ/kg

<u>ตัวอย่าง 12.3</u>

จงประมาณปริมาณน้ำกลั่นตัวที่เกิดขึ้นในการส่งไอน้ำอิ่มตัวที่ความดัน 8 barG ในท่อขนาด DN 100 ที่หุ้มฉนวนแคลเซียมซิลิเคตหนา 80mm เป็นระยะทาง 100m

วิธีทำ

จากตารางคุณสมบัติของไอน้ำอิ่มตัว ที่ความดัน 8 barG มีอุณหภูมิ 175 °C และมีค่า

$h_{fg} = 2{,}029.49$ kJ/kg

จากตารางที่ 12.4 ท่อขนาด DN 100 ที่หุ้มฉนวนแคลเซียมซิลิเคตหนา 80mm ที่อุณหภูมิไอน้ำ 175 °C มีความร้อนสูญเสีย 59 w/m ที่ความยาวท่อ 100 เมตรคิดเป็นความร้อนสูญเสีย

$$Q_{loss} = 59 \times 100 / 1{,}000 = 5.9 \text{ kW}$$

จากสมการ (12.8) อัตราการเกิดน้ำกลั่นตัว

$$\dot{m} = 3,600\frac{5.9}{2,029.49} = 10.47\,\text{kg/h}$$ ตอบ

การกำหนดขนาดท่อน้ำกลั่นตัว

น้ำกลั่นตัวที่ออกจากกับดักไอน้ำมีความร้อนสัมผัสที่นำไปใช้ประโยชน์ได้ เนื่องจากมีอุณหภูมิสูงเกือบเท่าอุณหภูมิของไอน้ำ หากน้ำกลั่นตัวมาจากอุปกรณ์ที่ใช้ไอน้ำแบบไม่สัมผัสโดยตรง เช่นจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ก็ถือเป็นคอนเดนเสทที่สะอาด สามารถนำกลับมาเติมเข้าที่หม้อไอน้ำเป็นการเพิ่มอุณหภูมิน้ำป้อนซึ่งจะช่วยประหยัดพลังงานได้ นอกจากนี้ขณะที่น้ำกลั่นตัวออกจากกับดักไอน้ำความดันจะลดลงทำให้คอนเดนเสทบางส่วนกลายเป็นไอน้ำอีกครั้งที่ความดันไอต่ำลง เรียกว่า แฟลชสตีม (Flash steam) ซึ่งสามารถนำไปใช้ประโยชน์ได้เหมือนไอน้ำ ในท่อน้ำกลั่นตัวจึงมีทั้งน้ำและไอน้ำปนกัน ทั้งนี้อัตราการเกิดแฟลชสตีม ขึ้นอยู่กับความดันที่ลดลง ซึ่งในส่วนนี้ผู้อ่านสามารถค้นหาข้อมูลเพิ่มเติมได้จากหนังสือด้านวิศวกรรมไอน้ำ

ในการนำน้ำกลั่นตัวกลับไปใช้งานนิยมใช้แรงดันไอน้ำเป็นตัวขับดันให้คอนเดนเสทวิ่งกลับไปยังถังน้ำป้อน โดยท่อน้ำกลั่นตัวควรได้รับการหุ้มฉนวนอย่างเหมาะสมด้วย ขนาดของท่อน้ำกลั่นตัวจะมีขนาดใหญ่กว่าขนาดท่อน้ำทั่วไป โดยเฉพาะในกรณีที่มีระยะทางเกิน 10m จะกำหนดขนาดท่อเพื่อให้ความเร็วในการไหลไม่เกิน 1 m/s และ ความดันลดไม่เกิน 1 m/100m

12.4 การเลือกใช้กับดักไอน้ำ

ไอน้ำที่ออกจากหม้อไอน้ำจะมีความชื้นรวมอยู่ในระดับหนึ่ง โดยระหว่างที่ไอน้ำไหลผ่านท่อไอน้ำ การแผ่ความร้อนจากท่อจะทำให้ไอน้ำควบแน่นกลายเป็นน้ำคอนเดนเสท ความชื้นที่รวมอยู่ในไอน้ำจึงมีสัดส่วนสูงขึ้น เมื่อมีน้ำไหลอยู่ในท่อไอน้ำไปพร้อมๆ กับไอน้ำด้วยความเร็วสูง จะทำให้ท่อเกิดการสั่นหรือทำให้ข้อต่อท่อได้รับความเสียหายได้ การป้องกันปัญหาเช่นนี้ จะต้องพยายามกำจัดน้ำคอนเดนเสทออกให้เร็วที่สุดเท่าที่จะทำได้ ส่วนในอุปกรณ์ที่ใช้ไอน้ำ ไอน้ำที่ให้ความร้อนเสร็จแล้วจะกลายเป็นน้ำคอนเดนเสท แต่ถ้าทิ้งไว้เฉยๆ โดยไม่ระบายออกไปจากอุปกรณ์ ไอน้ำใหม่จะไม่ไหลเข้ามาในอุปกรณ์ ทำให้อุณหภูมิภายในอุปกรณ์ลดต่ำลง ในการจ่ายไอน้ำที่ต้องใช้ให้แก่อุปกรณ์อย่างต่อเนื่องตลอดเวลา จะต้องมีการระบายน้ำคอนเดนเสทด้วยกับดักไอน้ำ

กับดักไอน้ำแบ่งตามหลักการทำงานได้เป็นแบบเทอร์โมสแตติก แบบกลไก และแบบเทอร์โมไดนามิกส์ โดยแต่ละประเภทมีรายละเอียดดังต่อไปนี้

กับดักไอน้ำแบบเทอร์โมสแตติก

ทำงานด้วยหลักการของความแตกต่างของอุณหภูมิของไอน้ำ กับ คอนเดนเสทและ อากาศ ซึ่งจะใช้การขยายและหดตัวของชิ้นส่วนที่เป็นโลหะหรือกระเปาะบรรจุของเหลวหรือก๊าซ เป็นตัวเปิด-ปิดรูระบายตามอุณหภูมิของสิ่งแวดล้อม เมื่ออากาศหรือคอนเดนเสทเข้ามา อุณหภูมิจะต่ำกว่าไอน้ำ เกิดการหดตัวของชิ้นส่วนทำให้กับดักไอน้ำเปิดออกไล่อากาศหรือคอนเดนเสทออกไป

กับดักไอน้ำแบบกลไก

ทำงานด้วยแรงลอยตัวโดยอาศัยความแตกต่างของความหนาแน่นของไอน้ำและน้ำคอนเดนเสท ซึ่งหลักการทำงานค่อนข้างชัดเจน กับดักไอน้ำแบบนี้ไม่สามารถระบายอากาศได้ด้วยตัวเอง บางครั้งจึงมีการติดตั้งวาล์วระบายอากาศอัตโนมัติซึ่งก็คือกับดักไอน้ำแบบเทอร์โมสแตติกขนาดเล็กรวมไว้ด้วย ตัวอย่างของกับดักไอน้ำประเภทนี้ได้แก่ กับดักไอน้ำแบบลูกลอย (รูปที่ 12.6 (ก)) และแบบถ้วยคว่ำ (รูปที่ 12.6 (ข))



(ก) กับดักไอน้ำแบบลูกลอย



(ข) กับดักไอน้ำแบบถ้วยคว่ำ

รูปที่ 12.6 กับดักไอน้ำแบบกลไก

กับดักไอน้ำแบบเทอร์โมไดนามิกส์

ทำงานโดยอาศัยพื้นที่ที่แตกต่างกันระหว่างด้านบนและด้านล่างของแผ่นจาน เมื่อเริ่มต้นน้ำคอนเดนเสทสามารถดันแผ่นจานให้เปิดและไหลออกไปได้ แต่เมื่อมีไอน้ำวิ่งผ่าน ความเร็วของไอน้ำใต้แผ่นจานจะสูงกว่าด้านบน ทำให้ความดันด้านบนมากกว่าดันให้แผ่นจานปิดและด้วยพื้นที่ด้านบนที่มากกว่าแผ่นจานจะปิดต่อไปจนกว่าไอน้ำที่อยู่ด้านบนจะเย็นลงเป็นคอนเดนเสท แผ่นจานจึงเปิดออกอีกครั้ง เพื่อให้อากาศ หรือคอนเดนเสทออกไปได้ และจะวนเวียนเช่นนี้ไปเรื่อยๆ กับดักไอน้ำแบบนี้จะเปิด-ปิดบ่อยครั้งหากติดตั้งอยู่กลางแจ้งโดยไม่มีการหุ้มฉนวน

ข้อดี ข้อเสีย และ คำแนะนำในการเลือกใช้กับดักไอน้ำแต่ละชนิดเป็นดังตารางที่ 12.5

ตารางที่ 12.5 ชนิดและคุณสมบัติของกับดักไอน้ำ

(พ.พ. 2547)

ประเภท		ข้อดี	ข้อจำกัดและข้อเสีย	การใช้งาน
กับดักไอน้ำเชิงกล	แบบถ้วยหงาย	1.การทำงานแน่นอน 2.มีไอน้ำรั่วเนื่องจาก water seal น้อย	1.ต้องติดตั้งในแนวระดับ 2.มีขนาดใหญ่ 3.ระบายอากาศได้น้อยกว่า 4.อาจเกิดการเยือกแข็ง (ในเมืองหนาว)	• ท่อร่วม (Header) • ก่อนเข้าวาล์วลดความดัน • คอล์ยอุ่นน้ำมัน • เครื่องอบไอน้ำ เช่น Autoclave และ Retort • เครื่องอบผ้า • เครื่องทำอากาศแห้ง • เครื่องปรับอากาศ
	แบบถ้วยคว่ำ	1.การทำงานแน่นอน 2.สมรรถนะการระบายดีมาก 3.ทน water hammer ได้ดี 4.อายุการใช้งานยาวนาน	1.ติดตั้งในแนวระดับ 2.อาจเกิดการเยือกแข็ง (ในเมืองหนาว)	
	แบบลูกลอยติดคาน	1.ระบายได้ต่อเนื่อง	1.ทน water hammer ได้ไม่ดี 2.อาจเกิดการเยือกแข็ง (ในเมืองหนาว)	
	แบบลูกลอยอิสระ	1.มีขนาดเล็ก 2.โครงสร้างเรียบง่าย 3.ระบายได้ต่อเนื่อง 4.การทำงานเงียบ	1.ทน water hammer ได้ไม่ดี 2.อาจเกิดการเยือกแข็ง (ในเมืองหนาว)	
กับดักไอน้ำแบบเทอร์โมสเตติก	แบบความดันสมดุล	1.ควบคุมอุณหภูมิของ drain ได้ 2.ระบายอากาศได้ดี	1.ทน water hammer ได้ไม่ดี 2.ไม่เหมาะกับไอน้ำความดันสูง 3.ใช้กับไอดง (superheat steam)ไม่ได้	• หม้อต้มแบบปรับเอียงได้
	แบบโลหะสองชนิด	1.ใช้กับไอดงได้ 2.ไม่มีการชำรุดเนื่องจากวาล์วปิดค้าง 3.ระบายอากาศได้ดี 4.ทน water hammer ได้ดี 5.ปรับอุณหภูมิที่กำหนดไว้ได้	มีผลต่างอุณหภูมิของวาล์วปิดค้าง	
กับดักไอน้ำแบบเทอร์โมไดนามิกส์	แบบ orifice	1.ขนาดเล็ก น้ำหนักเบา 2.ใช้กับไอดงได้	1.ชำรุดบ่อย 2.มีไอน้ำรั่ว 3.มีขีดจำกัด back pressure (< 30%)	
	แบบจาน	1.ขนาดเล็ก น้ำหนักเบา 2.โครงสร้างเรียบง่าย 3.ใช้กับไอดงได้ 4.ทน water hammer ได้ดี 6.ระบาย drain ที่อุณหภูมิอิ่มตัว	1.มีขีดจำกัด back pressure (< 50%) 2.ขีดจำกัดความดันต่ำ (30 [kPa]) 3.มีไอน้ำรั่ว 4.จะเปิดเมื่อมีฝนตกใส่	• เตารีดไอน้ำ • ท่อส่งไอน้ำในแนวราบ

12.5 การขยายตัวของท่อไอน้ำ

เหล็กมีสัมประสิทธิ์ของการขยายตัวแปรเปลี่ยนไปตามอุณหภูมิ ตามตารางที่ 12.6 ซึ่งเมื่ออุณหภูมิเพิ่มขึ้นความยาวจะเพิ่มขึ้นตามสมการ (12.9)

$$\Delta = \alpha \Delta TL \tag{12.9}$$

และหากไม่สามารถขยายตัวออกได้จะเกิดความเค้นตามสมการ (12.10)

$$\sigma = \alpha \Delta TE \tag{12.10}$$

ตาราง 12.6 สัมประสิทธิ์ของการขยายตัวของเหล็ก α (10^{-6} $^{\circ}C^{-1}$)

(Spirax-Sarco, 2005)

วัสดุ	ช่วงอุณหภูมิ ($^{\circ}C$)							
	<0	0-100	0-200	0-300	0-400	0-500	0-600	0-700
Carbon Steel 0.1-0.2%C	12.8	13.9	14.9	15.8	16.6	17.3	17.9	-
Alloy Steel 1%Cr 0.5%Mo	13.7	14.5	15.2	15.8	16.4	17.0	17.6	-
Stainless steel 18%Cr 8%Ni	9.4	20.0	20.9	21.2	21.8	22.3	22.7	23.0

เมื่อพิจารณาท่อเหล็กเหนียวที่ความยาว 100 เมตร ณ อุณหภูมิ 30 $^{\circ}C$ จะพบว่าเมื่ออุณหภูมิเพิ่มขึ้น เนื่องจากมีไอน้ำอยู่ในท่อ ท่อจะมีความยาวขึ้น 14.9 มิลลิเมตรทุกๆ อุณหภูมิที่เพิ่มขึ้น 1$^{\circ}C$ ซึ่งผู้ออกแบบต้องให้มีจุดยึดท่อที่รองรับการยืด-หดของท่อ มิฉะนั้นจะเกิดแรงดันที่ทำให้ระบบท่อได้รับความเสียหายได้ ดังตัวอย่างต่อไปนี้

ตัวอย่าง 12.4

จงหาระยะยืด ของท่อไอน้ำอิ่มตัวความดัน 8 barG ขนาด DN100 สเกดูล 40 รวมทั้งหาความเค้น และ แรงที่จะเกิดขึ้นหากท่อถูกยึดไว้ไม่ยืดออก

วิธีทำ

ท่อไอน้ำที่ 8 barG มีอุณหภูมิ 175 $^{\circ}C$ ท่อจะยืดออกเป็นระยะทาง

$$\Delta = \left(14.9 \times 10^{-6}\right)\left(175 - 30\right)\left(100\right) = 0.216\,\text{m}$$ ตอบ

ซึ่งเป็นระยะทางที่ไม่มากเมื่อเทียบกับความยาวของท่อ แต่ถ้าท่อนี้ถูกยึดไม่ให้ขยายตัวได้จะพบว่าความเค้นที่เกิดขึ้นมีค่ามหาศาล โดยสามารถคำนวณได้จากสมการ (12.10) โดย $E = 203 \times 10^9$ Pa ในกรณีนี้ความเค้นท่อจะมีค่าเท่ากับ

$$\sigma = \left(14.9 \times 10^{-6}\right)\left(175 - 30\right)\left(203 \times 10^9\right) = 468 \text{ MPa} \qquad \text{ตอบ}$$

ซึ่งเลยจุดคราก (Yield strength) ของเหล็กเหนียวทั่วไป โดยแรงที่เกิดขึ้นในทางทฤษฎีคือผลคูณของความเค้นกับพื้นที่หน้าตัด โดยหากท่อดังกล่าวมีขนาด DN100 สเกดูล 40 จะมีพื้นที่หน้าตัดของเหล็กเป็น 20.478 cm^2 คิดเป็นแรงได้

$$F = \left(468 \times 10^6\right)\left(20.478 \times 10^{-4}\right) = 959 \text{ kN หรือ } 98 \text{ ตัน} \qquad \text{ตอบ}$$

ในทางปฏิบัติ ก่อนจะถึงจุดที่เกิดความเค้นตามตัวอย่าง ท่อจะโก่งงอ รอยเชื่อมจะปริแตกและจุดรับต่างๆจะเสียหายก่อน ดังนั้นจึงต้องมีการป้องกันความเสียหายโดยอนุญาตให้ท่อขยายตัวได้ด้วยการเดินท่อเป็นวง หรือเป็นรูปเกือกม้า หรือตัวยู นอกจากนี้ยังสามารถใช้การติดข้อต่อขยายตัว (Expansion joints) เป็นระยะ ทั้งนี้ในการติดตั้งข้อต่อขยายทุกชนิดจะต้องสามารถรับการขยายตัวของท่อในระยะทางระหว่างจุดรับแบบตายตัว โดยมีตารางที่ 12.7 ให้ค่าแนะนำสำหรับระยะทางระหว่างจุดรับท่อ



รูปที่ 12.7 ข้อต่อขยาย

ตาราง 12.7 ระยะทางที่เหมาะสมระหว่างจุดแขวนท่อในแนวนอน (Ashrae, 2000)

ขนาดท่อ (DN)	ระยะระหว่างที่แขวนท่อ (m)			ขนาดเส้นเหล็กที่ใช้แขวนท่อ (mm)
	ท่อเหล็ก*		ท่อทองแดง	
	ท่อน้ำ	ท่อไอน้ำ	ท่อน้ำ	
15	2.1	2.4	1.5	6.4
20	2.1	2.7	1.5	6.4
25	2.1	2.7	2.4	6.4
40	2.7	3.7	2.4	10
50	3.0	4.0	2.7	10
65	3.4	4.3	3.0	10
80	3.7	4.6	3.7	10
100	4.3	5.2	4.3	13
150	5.2	6.4	4.9	13
200	5.8	7.3	5.5	16
250	6.1	7.9	5.8	19
300	7.0	9.1	-	22
350	7.6	9.8	-	25
400	8.2	10.7	-	25
450	8.5	11.3	-	32
500	9.1	11.9	-	32

*หมายเหตุ ระยะในตาราง ไม่รวมโหลดเฉพาะจุดเช่นโหลดจากวาล์วหรือหน้าแปลน

นอกจากประเด็นต่างๆที่กล่าวมาในบทนี้แล้วยังมีรายละเอียดในระบบไอน้ำอีกมากพอที่จะสร้างเป็นวิชาใหม่ ในจำนวนนี้รวมถึง เรื่องการควบคุม การใช้งาน และการบำรุงรักษาหม้อไอน้ำ การควบคุมคุณภาพน้ำ ประเด็นด้านการอนุรักษ์พลังงาน และ ประเด็นด้านความปลอดภัย ซึ่ง ณ จุดนี้ผู้อ่านน่าจะมีความรู้พื้นฐานเพียงพอที่จะศึกษาเพิ่มเติมด้วยตนเองต่อไป

แบบฝึกหัด

12.1) จงออกแบบระบบท่อไอน้ำต่อไปนี้

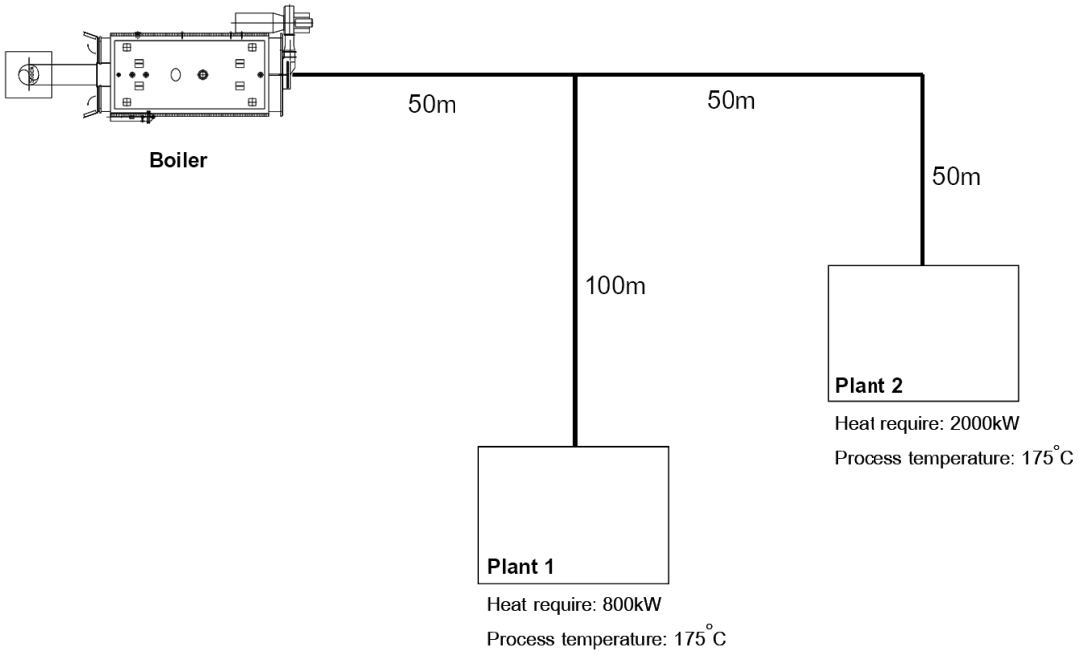
(12.1.1) กำหนดขนาดท่อไอน้ำทุกส่วนโดยใช้เกณฑ์ที่เหมาะสม

(12.1.2) กำหนดความหนาของฉนวนหุ้มท่อไอน้ำทุกส่วน

(12.1.3) คำนวณอัตราการเกิดน้ำกลั่นตัวในระบบท่อ

(12.1.4) กำหนดขนาดท่อคอนเดนเสท หากไอน้ำทั้งหมดถูกใช้ในระบบปิด

(12.1.5) กำหนดพิกัดของหม้อไอน้ำ



บทที่ 13 การออกแบบระบบท่ออากาศอัด

หน้าที่หลักของอากาศอัดในอุตสาหกรรมคือ เป็นของไหลที่ใช้ส่งผ่านพลังงานกล เนื่องจากการอัดอากาศเปรียบเสมือนการกดสปริงเพื่อเก็บพลังงานไว้ในรูปแบบของพลังงานศักย์ และเมื่อส่งอากาศอัดไปยังปลายทางแล้วปล่อยให้ขยายตัวออกก็จะเป็นการปลดปล่อยพลังงานออกมาเป็นพลังงานกลที่ทำให้เกิดการเคลื่อนที่ เช่น นำไปขับเคลื่อนกระบอกลมในระบบนิวเมติกส์ เป็นต้น นอกจากนี้อากาศอัดยังถูกนำไปใช้โดยตรงและทางอ้อมในงานกระบวนการต่างๆ เช่น การเติมอากาศ การฉีดอากาศเพื่อกวนของเหลว การหล่อเย็น การทำสุญญากาศ และ การพ่นสี เป็นต้น

การใช้อากาศอัดส่งผ่านพลังงานกลเป็นกระบวนการที่มีประสิทธิภาพเชิงพลังงานต่ำมาก ดังนั้นต้นทุนด้านพลังงานของการใช้อากาศอัดจึงสูงกว่าการใช้ไฟฟ้าโดยตรงในกระบวนการต่างๆ เช่น การใช้สว่านลม จะสิ้นเปลืองพลังงานมากกว่าสว่านไฟฟ้า เป็นต้น อย่างไรก็ตามระบบอัดอากาศก็มีข้อดีหลายด้าน เช่น ความสะอาด ความสะดวก และความปลอดภัย ระบบนี้จึงยังเป็นที่นิยมใช้ในปัจจุบัน

ในเบื้องต้นผู้ออกแบบควรทำความรู้จักกับอากาศ และกระบวนการผลิตอากาศอัด จากนั้นทำความรู้จักกับอุปกรณ์ แล้วจึงศึกษากระบวนการออกแบบ

13.1 พลศาสตร์ความร้อนของการอัดอากาศ

อากาศเป็นก๊าซ ที่ประกอบด้วยไนโตรเจน 78% ออกซิเจน 21% และก๊าซอื่นๆอีก 1% คุณสมบัติของอากาศเป็นดังตาราง 13.1

ตาราง 13.1 คุณสมบัติของอากาศแห้งที่อุณหภูมิ 20°C ณ ระดับน้ำทะเล

คุณสมบัติ	ค่า	หน่วย
ความหนาแน่น	1.205	kg/m^3
ความหนืด	15.11×10^{-6}	m^2/s
ความจุความร้อนจำเพาะที่ความดันคงที่ c_p	1.005	kJ/kg.K
ความจุความร้อนจำเพาะที่ปริมาตรคงที่ c_v	0.72	kJ/kg.K
อัตราส่วนความจุความร้อน $k = c_p/c_v$	1.4	

แต่ในทางปฏิบัติอากาศจะมีความชื้นเจือปนอยู่ด้วยซึ่งจะทำให้คุณสมบัติของอากาศเปลี่ยนไปบ้าง กระบวนการอัดอากาศจัดเป็นวัฏจักรทางพลศาสตร์ความร้อนชนิดหนึ่งซึ่งในทางทฤษฎีจะประมาณด้วยกระบวนการไอเซนทรอปิก (เอนทรอปีคงที่) ซึ่งมีความสัมพันธ์ระหว่างความดันและอุณหภูมิตามสมการ (13.1) และใช้กำลังทางทฤษฎีในการอัดอากาศตามสมการ (13.2)

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \tag{13.1}$$

$$\dot{W} = \left(\frac{k}{k-1} \right) P_1 \dot{V}_1 \left\{ \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right\} \tag{13.2}$$

เมื่อ P_1 คือความดันสัมบูรณ์ขาเข้า (Pa)

P_2 คือความดันสัมบูรณ์ขาออก (Pa)

T_1 คืออุณหภูมิขาเข้า (K)

T_2 คืออุณหภูมิขาออก (K)

$\dot{W}$ คือกำลังทางทฤษฎี (watt)

$\dot{V}_1$ คืออัตราการไหลของอากาศด้านดูด (m^3/s)

k คืออัตราส่วนความจุความร้อนจำเพาะของอากาศ (มีค่าเท่ากับ 1.4)

ในทางปฏิบัติกระบวนการอัดจะอยู่ระหว่างกระบวนการไอเซนทรอปิก และกระบวนการไอโซเทอร์มอล (อุณหภูมิคงที่) โดยกำลังทางทฤษฎีในการอัดอากาศด้วยกระบวนการไอโซเทอร์มอลเป็นดังสมการ (13.3)

$$\dot{W} = P_1 \dot{V}_1 \ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right) \tag{13.3}$$

ซึ่งหากพิจารณาการอัดอากาศที่ความดันใช้งาน 7 barG อุณหภูมิขาเข้า 25 องศาเซลเซียส เมื่อใช้สมการ (12.1) คำนวณอุณหภูมิขาออกตามกระบวนการไอเซนทรอปิกจะได้

$$\frac{7+1}{1} = \left(\frac{T_2}{25+273}\right)^{\frac{1.4}{1.4-1}}$$

$$T_2 = 540K = 267\ ^{\circ}\mathrm{C}$$

แต่ในทางปฏิบัติอุณหภูมิอากาศขาออกจะมีค่าต่ำกว่านี้ เนื่องจากเครื่องอัดอากาศมีระบบระบายความร้อน อย่างไรก็ตามการคำนวณแสดงให้เห็นว่าพลังงานที่ใส่ลงไปในการอัดอากาศส่วนหนึ่งกลายเป็นความร้อนที่ต้องระบายทิ้ง ซึ่งคิดเป็นสัดส่วนกว่า 90% ส่วนที่เหลือต่ำกว่า 10% เป็นพลังงานที่นำมาใช้ประโยชน์ได้

13.2 ส่วนประกอบของระบบอากาศอัด

ส่วนประกอบสำคัญของระบบอัดอากาศ ได้แก่ เครื่องอัดอากาศ จากนั้นเป็นระบบท่อส่งจ่ายอากาศอัด ส่งไปยังอุปกรณ์ชนิดต่างๆที่ใช้อากาศอัด ดังนั้นในหัวข้อนี้จะเริ่มกล่าวจากต้นทางไปยังปลายทางดังนี้

เครื่องอัดอากาศ

เครื่องอัดอากาศ (Air compressor) ทำหน้าที่เพิ่มพลังงานให้อากาศโดยสะสมเป็นพลังงานศักย์ในรูปของความดันในอากาศ การอัดอากาศทำได้สองวิธีหลักๆเช่นเดียวกับการปั๊มของเหลว คือ ใช้การแทนที่ด้วยปริมาตรเชิงบวก และใช้การหมุนเหวี่ยง

ในหมวดเครื่องอัดอากาศแบบปริมาตรแทนที่เชิงบวก มีเครื่องอัดอากาศประเภทลูกสูบเป็นเครื่องอัดอากาศแบบดั้งเดิมที่สุด สามารถออกแบบให้ทำงานแบบหลายขั้นความดัน ทำให้ความดันได้สูงที่สุด ส่วนเครื่องอัดอากาศแบบสกรูเป็นแบบที่นิยมใช้ในปัจจุบันเนื่องจากมีชิ้นส่วนน้อยและมีการเคลื่อนที่ราบลื่นและเดินเงียบกว่าแบบลูกสูบเหมาะกับการใช้งานในสภาวะที่มีภาระสม่ำเสมอ

นอกจากนี้ยังมีการออกแบบกลไกการอัดในลักษณะอื่นๆ เช่น แบบแผ่นม้วน และ แบบใบกวาด เป็นต้น

เครื่องอัดอากาศแบบแรงเหวี่ยงเหมาะกับระบบที่มีความต้องการอัตราการไหลมาก เนื่องจากเป็นเครื่องทำงานด้วยความเร็วสูงมาก (เช่น 15,000 ถึง กว่า 100,000 rpm) ต้องมีการทดรอบด้วยเฟืองทดที่มีอัตราทดสูง ต้องการการหล่อลื่นแบบไฮดรอไดนามิกส์ (เจอร์นัลแบริ่ง) และต้องการความแม่นยำสูงในการผลิตชิ้นส่วน จึงมักทำเป็นเครื่องขนาดใหญ่เพื่อให้ราคาอยู่ในเกณฑ์ที่เหมาะสม

เครื่องอัดอากาศแต่ละชนิดมีช่วงการทำงานที่แตกต่างกัน ซึ่งโดยทั่วไปเครื่องอัดอากาศแบบลูกสูบจะครอบคลุมช่วงความดันที่สูงที่สุด ขณะที่เครื่องอัดอากาศแบบแรงเหวี่ยงจะครอบคลุมช่วงอัตราการไหลที่กว้างที่สุด ส่วนเครื่องอัดอากาศแบบปริมาตรแทนที่เชิงบวกประเภทอื่นๆจะครอบคลุมช่วงความดันและอัตราการไหลที่แคบลงมา

นอกจากนี้ยังมีการแยกประเภทของเครื่องอัดอากาศตามวิธีการระบายความร้อนด้วยอากาศหรือด้วยน้ำ และแยกตามการหล่อลื่นว่าเป็นแบบหล่อลื่นลูกสูบด้วยน้ำมัน หรือแบบไม่ใช้น้ำมัน ซึ่งในการใช้งานที่ต้องการอากาศสะอาดมากๆก็จะใช้เครื่องอัดอากาศแบบไม่ใช้น้ำมัน

เครื่องอัดอากาศขนาดเล็กจะมีมาเป็นชุดพร้อมถังความดัน ส่วนขนาดใหญ่ขึ้นไปที่ใช้ในอุตสาหกรรมจะมาเป็นชุดพร้อมระบบควบคุมอิเลคทรอนิกส์ในตัว โดยมีกล่องโลหะครอบอุปกรณ์ทั้งหมดดังรูป 13.1



รูปที่ 13.1 เครื่องอัดอากาศขนาดเล็กและขนาดใหญ่

อุปกรณ์ประกอบในระบบอัดอากาศ

อากาศจะถูกดูดผ่านกรองแล้วเข้าไปถูกอัดในเครื่องอัดอากาศ จากนั้นอากาศที่ออกมาจะวิ่งผ่านตัวดักน้ำมันแล้วเข้าไปยังถังพัก ซึ่งมีวาล์วปล่อยน้ำทิ้ง และมีเกจวัดความดันติดอยู่ จากนั้นอากาศจะถูกส่งไปยังเครื่องทำอากาศแห้ง แล้วจึงส่งตามระบบท่อไปยังอุปกรณ์ปลายทางซึ่งอาจมีตัวกรองดักน้ำ ดักน้ำมันและมีวาล์วปรับความดันหรือเรกูเลเตอร์ (Regulator) สำหรับปรับลดความดันอยู่ด้วย

อุปกรณ์ที่ใช้อากาศอัด

ในอุตสาหกรรมมีการใช้อากาศอัดในหลายกระบวนการดังตัวอย่างต่อไปนี้

เครื่องมือลม

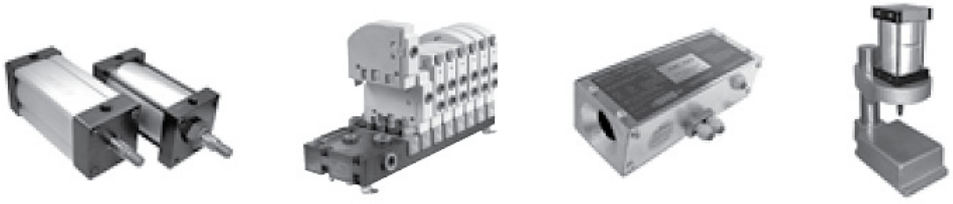
ใช้ในงานถอด-ประกอบชิ้นส่วน และงานบริการทั่วไปเช่น ไขควงลม ประแจลม สว่านลม และ ค้อนลม เป็นต้น เครื่องมือเหล่านี้ มักทำงานที่ความดันประมาณ 6 barG (90 psig)



รูปที่ 13.2 ตัวอย่างของเครื่องมือลม

ระบบนิวเมติกส์

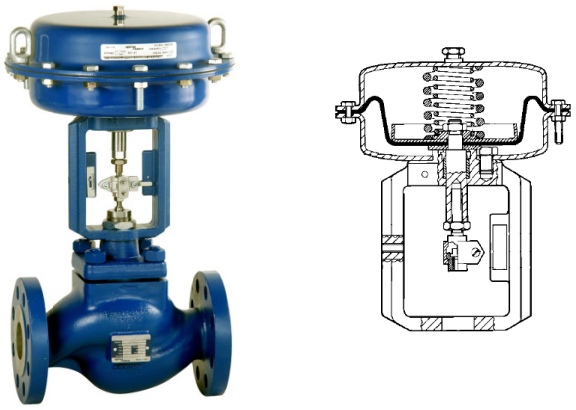
ประกอบด้วยอุปกรณ์ควบคุมต่างๆ และกระบอกสูบซึ่งประกอบกัน ดังรูปที่ 13.3 ซึ่งอาจรวมเป็นระบบ หรือเป็นเครื่องจักรอัตโนมัติ ระบบมักทำงานได้ที่ความดัน 4-5 barG แต่ในลูกสูบที่ต้องการแรงขับสูงอาจทำงานที่ความดัน 6-7 barG



รูปที่ 13.3 ตัวอย่างอุปกรณ์ในระบบนิวเมติกส์

ตัวขับวาล์วที่ทำงานด้วยลมอัด

วาล์วเปิด-ปิดของเหลวทั่วไปสามารถติดตั้งตัวขับวาล์วที่ทำงานด้วยลมอัด (Pneumatic valve actuator) ดังรูปที่ 13.4 เพื่อทำงานร่วมกับระบบควบคุมได้ โดยช่วงความดันลมที่ต้องการอยู่ที่ประมาณ 2-4 barG แต่ในวาล์วขนาดเล็กตัวขับวาล์วอาจสามารถทำงานได้ที่ความดันต่ำเพียง 1.2 barG



รูปที่ 13.4 ตัวอย่างวาล์วที่ติดตั้งตัวขับวาล์วที่ทำงานด้วยลมอัด

ปืนฉีดลม

กาพ่นสีจะใช้ลมวิ่งผ่านท่อดูดเพื่อดูดสีผ่านหัวฉีด ส่วนปืนลมมักใช้เพื่อฉีดทำความสะอาดทั่วไป โดยสามารถทำงานได้ที่ความดัน 1-2 barG อย่างไรก็ตามปืนลมเป็นอุปกรณ์ที่ควรหลีกเลี่ยงเนื่องจากลมอัดมีต้นทุนด้านพลังงานสูงไม่ควรนำมาใช้ในงานที่ไม่จำเป็น



รูปที่ 13.5 กาพ่นสี และปืนลม

13.3 การออกแบบระบบท่ออากาศอัด

การออกแบบท่ออากาศมีขั้นตอนเหมือนการออกแบบระบบท่ออื่นๆ คือต้องพิจารณาปลายทางและต้นทาง ซึ่งกรณีนี้ปลายทางคืออุปกรณ์ที่ใช้อากาศอัด และต้นทางคือเครื่องอัดอากาศ ดังนั้นการออกแบบจึงควรมีขั้นตอนหลักดังนี้

1) ประเมินความต้องการอากาศอัด
2) เลือกเครื่องอัดอากาศที่เหมาะสม
3) การคำนวณขนาดของถังเก็บความดัน
4) วางเส้นทางการเดินท่ออากาศอัด
5) กำหนดขนาดท่ออากาศอัด

รายละเอียดแต่ละขั้นตอนเป็นดังนี้

การประเมินความต้องการอากาศอัด

ความต้องการอากาศอัด ประกอบด้วยความดันและอัตราการไหล ซึ่งอัตราการไหลของอากาศอัดนิยมระบุเป็นอัตราการไหลเชิงปริมาตรที่ความดันบรรยากาศ ซึ่งมักใช้ตัวย่อว่า FAD (Free air delivery) ซึ่งในกรณีที่เป็นเครื่องจักรในสายการผลิต มักมีการระบุความต้องการความดันและอัตราการไหลมาแล้ว แต่ถ้าไม่มีข้อมูล อาจใช้ข้อแนะนำในตารางที่ 13.2 ในการประมาณ ค่าอัตราการไหลที่จะกล่าวถึงต่อไปทั้งหมดในบทนี้จะเป็นค่า FAD ส่วนวิธีการระบุอัตราการไหลอื่นๆมีดังนี้

Inlet flowrate – ilpm (หรือ icfm) เป็นการวัดอัตราการไหลที่ปากทางเข้าเครื่องอัดอากาศ ต้องมีการระบุอุณหภูมิ ความดัน และความชื้น ณ จุดที่วัดด้วย

Free Air Deliverly (FAD) เป็นการวัดอัตราการไหลของอากาศที่ทางออกจากเครื่องอัดอากาศอย่างอิสระ ที่สภาวะเดียวกับการวัดด้านดูด (ilpm หรือ icfm)

Standard flowrate - slpm (หรือ scfm) เป็นการวัดอัตราการไหลที่สภาวะมาตรฐาน คืออุณหภูมิ 15 องศาสเซลเซียส และความดันบรรยากาศ ที่ระดับน้ำทะเล

Actual flowrate – alpm (หรือ acfm) เป็นการวัดอัตราการไหลของอากาศในสภาพที่ถูกอัด ณ ความดันจริง

ค่า lpm (FAD) จะใกล้เคียงกับค่า ilpm และ slpm และสัมพันธ์กับค่า alpm ตามสมการ (13.4)

$$lpm(FAD) = \left(\frac{p}{p_{atm}} \right) alpm \qquad (13.4)$$

เมื่อ p คือความดันสัมบูรณ์ของอากาศที่ถูกอัด

เมื่อทราบความต้องการอากาศอัดของเครื่องมือและเครื่องจักรทุกๆจุดแล้ว ต่อไปคือการประเมินปริมาณการใช้สูงสุด ซึ่งมักมีค่าต่ำกว่าผลรวมของอัตราการไหลของทุกๆจุดรวมกัน เนื่องจากมักไม่ได้ใช้งานพร้อมกัน ดังนั้นผู้ออกแบบจึงต้องหาข้อมูลเวลาการใช้งานที่แท้จริง ตารางที่ 13.3 แสดงตัวอย่างของเปอร์เซ็นต์การใช้งานพร้อมกันของหัวจ่ายลมอัดในห้องทดลอง

ตารางที่ 13.2 ความต้องการอากาศอัดของเครื่องมือลมทั่วไป (Atlas-Copco, 1998)

เครื่องมือลม	อัตราไหลที่ต้องการ (lps)
สว่าน (Drilling machine)	
ขนาดเล็ก ดอกสว่าน d < 6.5 mm	6.8
ขนาดกลาง 6.5 < d < 10 mm	7.5
ขนาดใหญ่ 10 < d < 16 mm	16.5
ไขควง (Screwdriver)	
ขนาดเล็ก ขนาดน๊อต < M6	5.5
ขนาดกลาง ขนาดน๊อต M6 - M8	7.5
ประแจกระแทก (Impact wrench)	
ขนาดเล็ก ขนาดน๊อต < M10	6.0
ขนาดกลาง ขนาดน๊อต M10 - M20	7.5
ขนาดใหญ่ ขนาดน๊อต > M20	22
เครื่องตะไบ (Filing machine)	7.5
เครื่องเจียระไน (Polisher)	
กำลัง < 0.5 kW	8.0
กำลัง > 0.5 kW	16.5
เครื่องเจียร (Grinder)	
ขนาดเล็ก กำลัง < 1 kW	20
ขนาดกลาง กำลัง 1 - 2 kW	40
ขนาดใหญ่ กำลัง > 2 kW	60

ตารางที่ 13.2 ความต้องการอากาศอัดของเครื่องมือลมทั่วไป (ต่อ)

เครื่องมือลม	อัตราไหลที่ต้องการ (lps)
ค้อนลม (Chipping hammer)	
งานเบา	6
งานหนัก	13.5
รอกลม (Air hoist)	
พิกัด < 1 ton	35
พิกัด > 1 ton	45
หัวฉีดล้าง (Cleaning nozzle)	6.0
ประแจ (Nut runner)	
ขนาดเล็ก ขนาดน๊อต < M8	9
ขนาดกลาง ขนาดน๊อต > M8	19

ตารางที่ 13.3 เปอร์เซ็นต์การใช้งานพร้อมกันของหัวจ่ายลมอัดในห้องทดลอง (Frankel, 2002)

จำนวนหัวจ่ายลม	เปอรเซ็นต์การใช้งานพร้อมกัน
1 – 2	100
3 – 5	80
6 – 10	66
11 - 20	40
21 - 50	30
มากกว่า 50	20

การเลือกเครื่องอัดอากาศที่เหมาะสม

จากอัตราการใช้อากาศอัดของอุปกรณ์ที่รวบรวมได้เมื่อนำมาพิจารณาเปอร์เซ็นต์การใช้งานแล้วจะได้เป็นอัตราการใช้อากาศรวมของระบบ ซึ่งการกำหนดอัตราการผลิตอากาศจะต้องเผื่อการรั่วไหลในระบบท่อและในอุปกรณ์ไว้ด้วย เนื่องจากระบบลมอัดเป็นระบบที่มีความดันสูงกว่าบรรยากาศมาก กอปรกับมีจุดต่อจำนวนมาก และการรั่วของอากาศเป็นสิ่งที่มองไม่เห็นด้วยตาเปล่า จึงทำให้มีโอกาสเกิดการรั่วไหลได้ง่าย ระบบที่มีการดูแลรักษาอย่างดียังอาจเกิดการรั่วไหลได้ 5-10% ขณะที่ระบบที่ใช้งานมานานและขาดการบำรุงรักษาสามารถรั่วไหลได้ถึง 50% ดังนั้นจึงควรเผื่อขนาดการผลิตไว้ ซึ่งค่าแนะนำคือไม่ต่ำกว่า 25% ของความต้องการของระบบ

ความดันของอากาศที่จะผลิตจะสูงกว่าความดันใช้งานสูงสุด เนื่องจากอากาศจะสูญเสียความดันในท่อ วาล์วและกรอง รวมทั้งตัวเครื่องอัดอากาศเองมีช่วงความดันในการควบคุมการเดินเครื่องอยู่ด้วย โดยทั่วไปจะผลิตอากาศที่ความดันสูงขึ้นประมาณ 25-30% ของความดันใช้งานสูงสุด หรืออาจทำการคำนวณจากผลรวมของความดันใช้งานและความดันสูญเสีย ดังตัวอย่างระบบที่ต้องการความดันปลายทาง 6 barG ในตารางที่ 13.4 เมื่อพิจารณาความดันลดต่างๆแล้วจะเห็นว่าต้องเลือกเครื่องอัดอากาศที่สามารถทำความดันได้ 7.8 barG ขึ้นไป

ตารางที่ 13.4 ตัวอย่างการคิดความดันต้นทาง

	ความดัน (barG)
ความดันใช้งานปลายทาง	6
ความดันตกที่ชุดกลองปลายทาง	0.1 - 0.5
ความดันตกในระบบท่อ	0.2
ความดันตกที่เครื่องทำอากาศแห้ง	0.1
ความดันตกที่กรองหน้าเครื่อง	0.1 - 0.5
ช่วงการควบคุมของเครื่องอัดอากาศ	0.5
ช่วงความดันอากาศที่ผลิต	7.0 – 7.8

นอกจากการกำหนดความดันและอัตราการไหลให้สอดคล้องกับข้อมูลที่รวบรวมได้แล้วยังมีข้อควรคำนึงถึงในการเลือกเครื่องอัดอากาศดังนี้

- ค่าใช้จ่ายของระบบอัดอากาศตลอดอายุการใช้งานคิดเป็นเงินลงทุนค่าอุปกรณ์และระบบท่อไม่ถึง 20% นอกนั้นเป็นค่าบำรุงรักษาไม่ถึง 10% แต่ที่สำคัญคือค่าพลังงานกว่า 70%
- เครื่องอัดอากาศจะมีประสิทธิภาพสูงเมื่อทำงานที่สภาวะใกล้เคียงกับขีดความสามารถของเครื่อง
- เครื่องอัดอากาศรุ่นใหม่ที่มีการควบคุมแบบโหลด-อันโหลด โดยขณะที่ไม่มีความต้องการอากาศอัดเครื่องจะทำการอัดอากาศกลับเข้ามาทางด้านดูด ซึ่งเครื่องจะทำงานตลอดเวลาโดยจะใช้พลังงานในช่วงอันโหลดถึง 20%-50% ของช่วงโหลด แม้ไม่ได้ผลิตอากาศอัด ดังนั้นไม่ควรเลือกเครื่องขนาดใหญ่เกินไป
- เครื่องอัดอากาศจะใช้พลังงานมากขึ้นตามความดันที่เพิ่มขึ้นในการผลิตอากาศที่อัตราการไหลเท่าเดิม
- ระบบควบคุมที่มีประสิทธิภาพจะช่วยประหยัดค่าใช้จ่ายด้านพลังงานได้มาก เครื่องอัดอากาศรุ่นใหม่มีการควบคุมความเร็วรอบสามารถลดการใช้พลังงานในช่วงอันโหลดลงได้มาก นอกจากนี้ยังมีระบบควบคุมให้หยุดเครื่องหากมีการอันโหลดเป็นเวลานานได้อีกด้วย

หากพิจารณาจากข้อควรคำนึงข้างต้น ในกรณีที่ระบบมีอุปกรณ์ที่ต้องการความดันแตกต่างกันมากและมีจำนวนอุปกรณ์ที่ใช้ความดันแต่ละค่ามากพอๆกันอาจพิจารณาแยกระบบเป็นระบบความดันสูงและความดันต่ำ เพราะการผลิตอากาศอัดบางส่วนด้วยความดันต่ำลงจะช่วยประหยัดพลังงานได้ นอกจากนี้ยังควรพิจารณาช่วงเวลาการใช้งานด้วยกล่าวคือ หากมีความชัดเจนว่าเวลาส่วนใหญ่ใช้อากาศอัดไม่มาก ก็อาจพิจารณาเลือกเครื่องอัดอากาศสองเครื่อง โดยจะเดินพร้อมกันในช่วงที่ใช้อากาศอัดมากๆโดย สามารถพิจารณาให้เครื่องตัวหนึ่งเป็นแบบปรับความเร็วรอบได้ด้วย เป็นต้น

เครื่องอัดอากาศนิยมบอกขนาดเป็นอัตราการผลิตอากาศ (m^3/min) ความดัน (barG) และกำลังไฟฟ้า (kW) ซึ่งในย่านการใช้งานในอุตสาหกรรมที่ความดัน 5-10 barG กำลังไฟฟ้าของเครื่องอัดอากาศจะอยู่ที่ 5.5-7.5 kW ต่อ m^3/min ซึ่งในการประมาณการจะใช้ค่า กำลังไฟฟ้า **6 kW/(m^3/min)** เมื่อเครื่องอัดอากาศที่ทำงานที่ ความดัน 7 barG ส่วนอุปกรณ์ที่ใช้อากาศอัดมักบอกข้อมูลความต้องการความดันขั้นต่ำในหน่วย barG หรือ psig และ บางครั้งจะบอกอัตราการไหล FAD ด้วยแต่จะบอกในหน่วย lps lpm หรือ cfm ดังนั้นผู้ออกแบบจะต้องเตรียมพร้อมสำหรับการแปลงหน่วย

การคำนวณขนาดของถังพัก

ถังพักมีส่วนสำคัญต่อระบบลมอัด เพราะช่วยทำให้อากาศส่งออกไปสู่ระบบท่ออย่างสม่ำเสมอ อากาศที่พักอยู่ในถังจะเย็นลงและจะมีหยดน้ำกลั่นตัวออกมา (ต้องมีจุดระบายน้ำที่ก้นถังเสมอ) นอกจากนี้ถังพักมีผลต่อการทำงานของเครื่องอัดอากาศโดยตรง โดยเฉพาะในระบบมีความต้องการอากาศไม่สม่ำเสมอ ถังพักที่มีขนาดเหมาะสมจะช่วยให้เครื่องอัดอากาศไม่ต้องเดิน-หยุด หรือโหลด-อันโหลด ถี่เกินไป

ความสัมพันธ์ระหว่าง อัตราการใช้อากาศ Q (m^3/min FAD) กับ เวลา – t (s) ในช่วงอันโหลด ซึ่งความดันลดจากค่าตั้งสูงสุด – p_U (barA) ลงมายังค่าความดันตั้งต่ำที่สุด – p_L (barA) และปริมาตรของถังพัก V (m^3) สามารถหาได้โดยการสมดุลมวลอย่างง่ายที่ถังพักด้วยสมการ pV คงที่

พิจารณาจากรูปที่ 13.6 ซึ่งปริมาตรควบคุมในสภาวะเริ่มต้นคือปริมาตรของถัง ต่อมามีการใช้งานอย่างต่อเนื่องเป็นเวลา t ทำให้ปริมาตรควบคุมมีการขยายตัว โดยส่วนที่ขยายตัวคือส่วนที่ใช้ไป ซึ่งมีค่าเท่ากับ Qt / 60 แต่เพื่อการสมดุลด้วยสมการ pV คงที่จากสภาวะที่หนึ่ง ไปสภาวะที่สอง จะต้องคิดปริมาตร ณ สภาวะที่สองที่ความดัน p_L ดังนั้นจึงต้องปรับค่า Q ซึ่งเป็นค่า FAD ให้เป็นค่าที่ความดัน p_L ดังสมการ (13.5)

$$dV = \frac{Qt}{60}\left(\frac{p_{atm}}{p_L}\right) \tag{13.5}$$

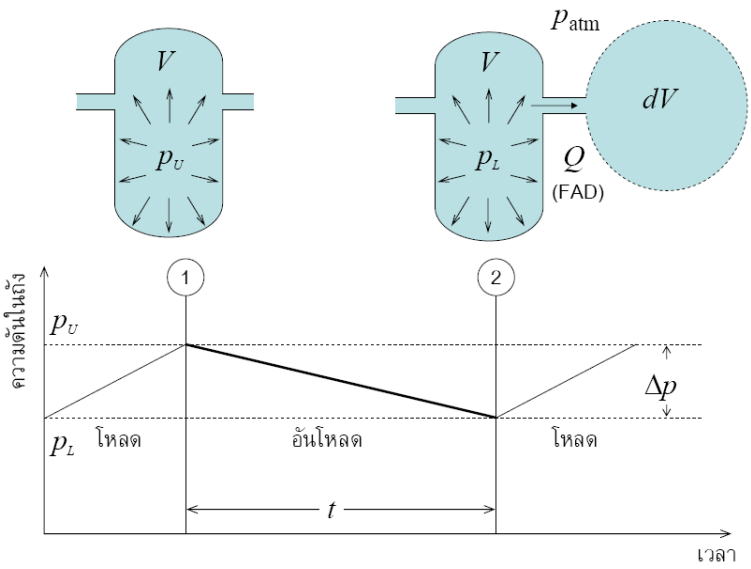
จากนั้นใช้สมการ PV คงที่จะได้

$$p_u V = p_L\left(V + \frac{Qt}{60}\left(\frac{p_{atm}}{p_L}\right)\right) \tag{13.6}$$

เมื่อใช้หน่วยความดันเป็น barA ซึ่ง p_{atm} = 1 สามารถเขียนความสัมพันธ์ได้เป็น

$$V = \frac{Qt}{60\Delta p} \tag{13.7}$$

เมื่อ Δp คือ $p_u - p_L$



รูปที่ 13.6 การเปลี่ยนแปลงความดันในถังพัก

นอกจากนี้ยังมีวิธีการประมาณขนาดของถังพักอย่างหยาบๆสำหรับระบบอากาศอัดที่มีความดัน 6 – 10 barG ไว้หลายวิธี เช่น

- **ขั้นต่ำ 20 ลิตรต่อกิโลวัตต์** เช่น เครื่องอัดอากาศขนาด 10 m^3/min กินไฟประมาณ 60 kW ควรใช้ถังพักขนาดไม่ต่ำกว่า 1.2 m^3
- **10 วินาทีของอัตราการผลิตอากาศในกรณีที่ภาระสม่ำเสมอ** เช่น เครื่องอัดอากาศขนาด 10 m^3/min ควรใช้ถังพักขนาด 1.7 m^3
- **20 วินาทีของอัตราการผลิตอากาศในกรณีที่ภาระไม่สม่ำเสมอ** เช่น เครื่องอัดอากาศขนาด 10 m^3/min ควรใช้ถังพักขนาด 3.4 m^3

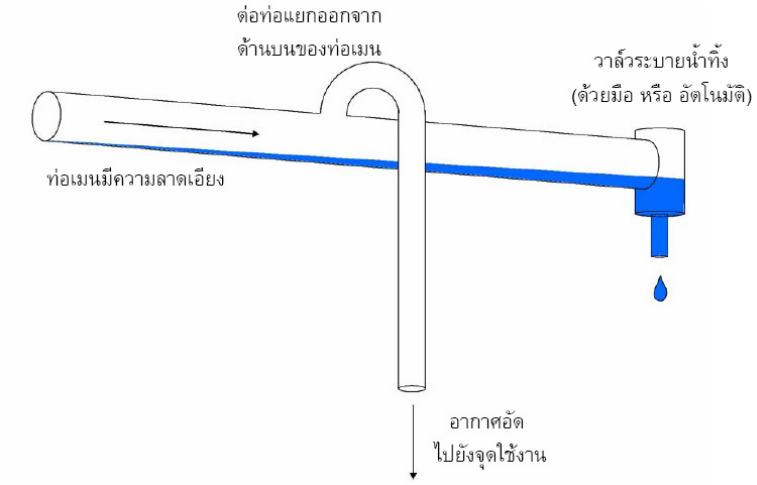
ในกรณีที่ระบบมีความต้องการอากาศอัดมากกว่าความสามารถของเครื่องอัดอากาศ สามารถเพิ่มถังพักไว้สำรองอากาศอัดสำหรับการใช้งานเกินพิกัดในช่วงเวลาสั้นๆ ปริมาตรของถังพักสำหรับสำรองอากาศอัดสามารถคำนวณได้โดยใช้สมการ (13.8)

$$V = \frac{(Q - q)t}{60\Delta P} \tag{13.8}$$

เมื่อ q คืออัตราการผลิตอากาศของเครื่องอัดอากาศ (m^3/min FAD) และ t เป็นระยะเวลาที่มีภาระเกินความสามารถของเครื่องอัดอากาศ (วินาที)

การวางเส้นทางการเดินท่ออากาศอัด

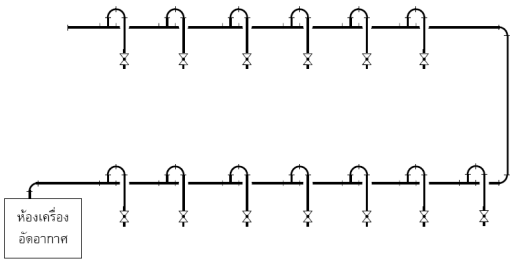
ท่ออากาศอัดควรเดินให้สั้นและตรงที่สุดเพื่อลดความดันสูญเสีย การเดินท่อควรให้มีความลาดเอียงลงในทิศทางการไหล เพื่อให้น้ำที่อาจกลั่นตัวอยู่ในท่อไหลไปยังจุดระบายน้ำที่ควรเตรียมไว้ที่ปลายทาง วาล์วระบายน้ำจะเป็นวาล์วธรรมดาที่เปิดปิดด้วยมือหรือแบบอัตโนมัติก็ได้ ในกรณีที่เป็นแบบอัตโนมัติต้องติดวาล์วปิดเปิดธรรมดาไว้ก่อนด้วยเพื่อการบำรุงรักษาในกรณีที่วาล์วอัตโนมัติเสีย นอกจากนี้ในกรณีที่เดินท่ออยู่ด้านบนแล้วต้องการนำอากาศไปใช้ด้านล่างควรเดินท่อวกเป็นตัวยูคว่ำ ตามรูปที่ 13.7 เพื่อมิให้น้ำที่อาจมีอยู่ในท่อเมนไหลลงไปที่ตัวอุปกรณ์ซึ่งอาจไม่มีตัวดักน้ำ



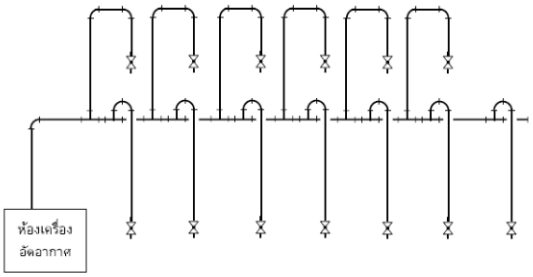
รูปที่ 13.7 วิธีการที่แนะนำในการเดินท่ออากาศอัด

การวางแนวท่อทำได้หลายวิธีเช่น การเดินท่อเมนผ่านไปยังจุดใช้งานต่างๆ ดังรูปที่ 13.8(ก) ซึ่งกรณีนี้ทำให้จุดใช้งานปลายทางมีความดันตกสูงที่สุด การเดินท่อแบบนี้จึงนิยมใช้ท่อเมนในลักษณะท่อร่วมที่ไม่ลดขนาด (เฮดเดอร์) เพื่อทำให้ความดันลดในท่อเมนมีค่าต่ำมาก ส่วนเมื่อเดินท่อเมนไว้ตรงกลางดังรูปที่ 13.8(ข). จะทำให้ท่อกิ่งมีความยาวมากขึ้นแต่ท่อเมนมีขนาดเล็กลง ขณะที่เส้นทางเดินท่อในรูปที่ 13.8(ค) เป็นการแยกท่อเมนไปตามกลุ่มใช้งาน ซึ่งหากเป็นไปได้ควรพิจารณาเดินท่อเป็นวงเพื่อช่วยให้การไหลสมดุลดังตัวอย่างในรูปที่ 13.8(ง)

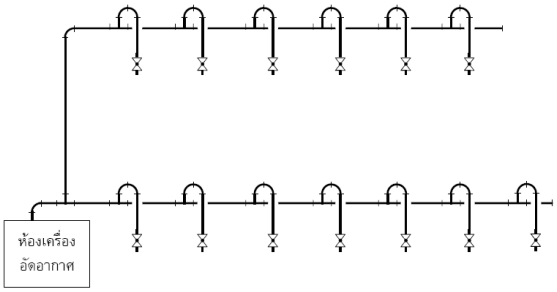
ทั้งนี้การวางแนวท่อที่เหมาะสมอาจขึ้นอยู่กับปัจจัยภายนอกอื่นๆ เช่น อาจต้องเดินตามแนวโครงสร้างที่เตรียมไว้ให้เดินท่ออยู่แล้ว หรือ ต้องเดินท่อแยกไปเป็นกลุ่มตามแผนกของโรงงาน เป็นต้น



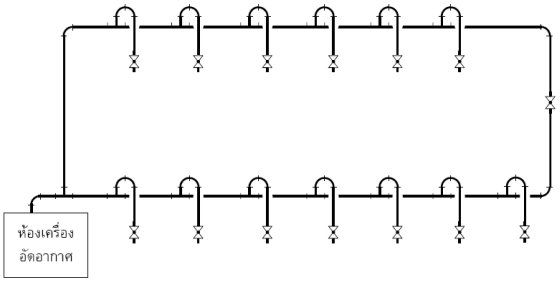
(ก) การเดินท่อเมนไป
ตามตำแหน่งที่ใช้งาน



(ข) การเดินท่อเมนเส้น
เดียวผ่านกลางท่อกิ่ง
จะมีความยาวมาก



(ค) การแยกท่อเมน



(ง) การเดินท่อเป็นวง

รูปที่ 13.8 เปรียบเทียบการเดินท่ออากาศอัดรูปแบบต่างๆ (ต่อ)
(ใช้เส้นวกลงเพื่อแสดงว่าเดินท่อแยกขึ้นก่อนแล้วจึงวกลงไปยังวาล์ว)

การกำหนดขนาดท่ออากาศอัด

เงื่อนไขเบื้องต้นในการกำหนดขนาดท่อคือ

- ความเร็วของอากาศในท่อไม่ควรเกิน 6 m/s
- ความดันตกในระบบท่ออากาศอัดไม่ควรเกิน 10% ของความดันใช้งาน (โดยทั่วไปออกแบบที่ต่ำกว่า 5%)

ในระบบท่ออากาศอัด ท่อที่ใหญ่เกินไปทำให้มีการลงทุนสูงขึ้นไม่มากและเพิ่มภาระให้โครงสร้างเล็กน้อย แต่จะทำให้ความดันตกน้อยลงและไม่มีความสูญเสียด้านอื่น ดังนั้นหากผู้ออกแบบมีความลังเลระหว่างท่อสองขนาดอาจพิจารณาเลือกท่อขนาดใหญ่ได้โดยไม่ต้องคิดมาก

สำหรับการคำนวณความดันตกสามารถประมาณด้วยสมการ (13.9)

$$\Delta p = \frac{450 q^{1.85} l}{d^5 p} \tag{13.9}$$

เมื่อ

Δp คือความดันตกในระบบท่อ (bar)

q คืออัตราการไหล FAD ในท่อ (lps)

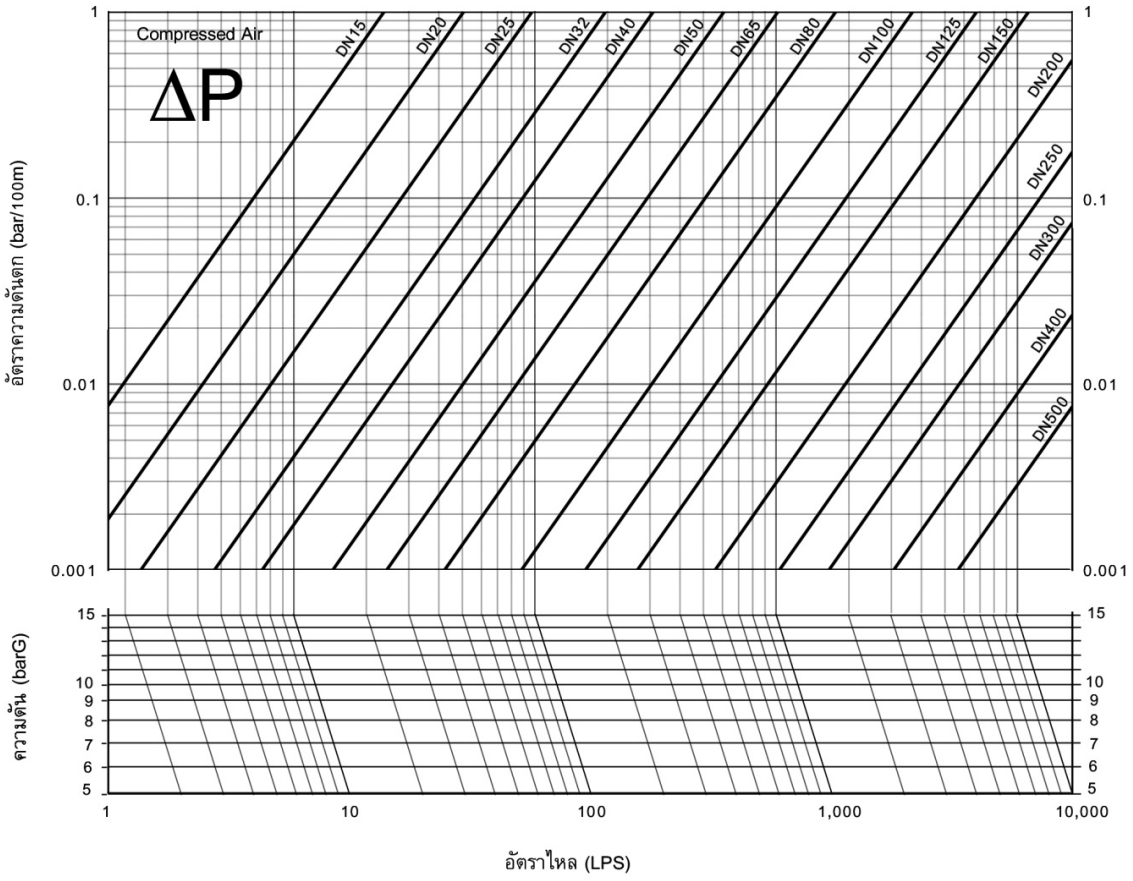
l คือความยาวท่อ (m)

d คือเส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ (mm)

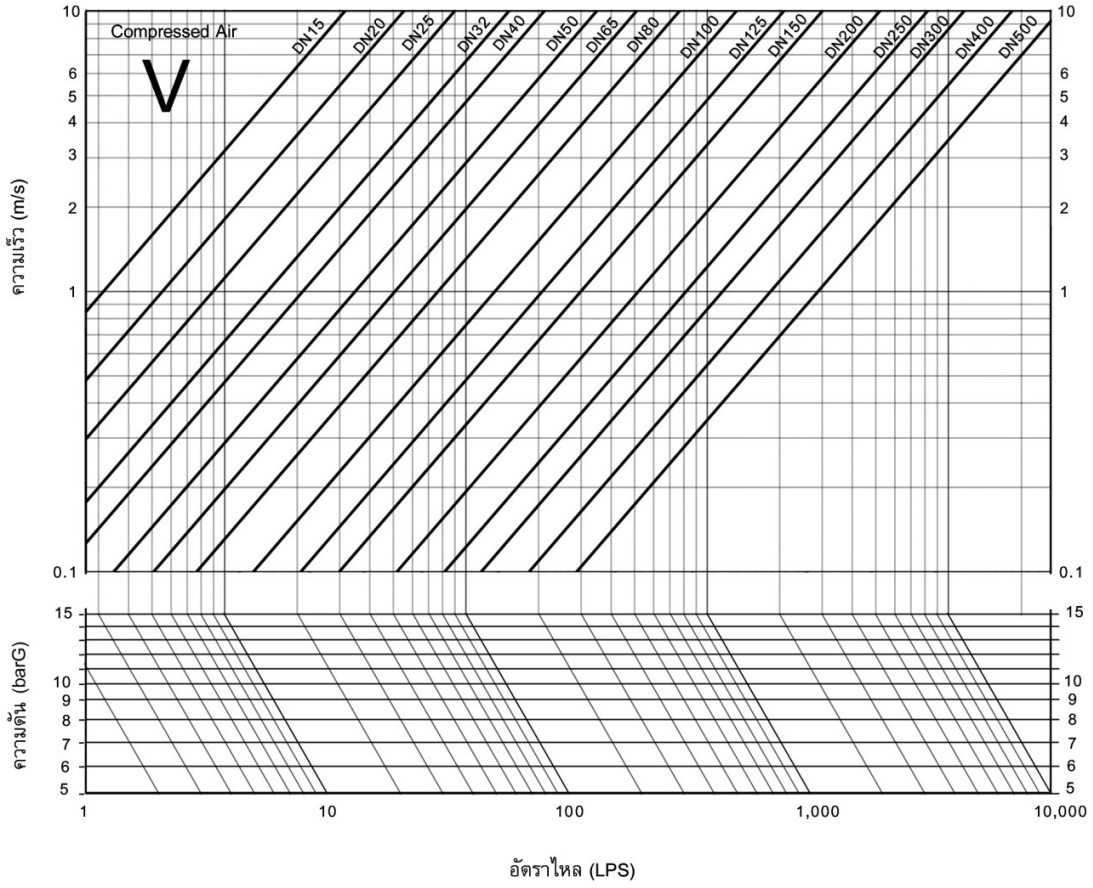
p คือความดันใช้งานของอากาศอัด (barA)

สมการ (13.9) สามารถนำมาเขียนในรูปของกราฟระหว่างอัตราความดันตกและอัตราไหลที่ความดันต่างๆได้ดังรูปที่ 13.9 นอกจากนี้ยังสามารุเขียนกราฟระหว่างความเร็วและอัตราไหลที่ความดันต่างๆได้ดังรูปที่ 13.10 ส่วนความดันตกในข้อต่อข้องอและวาล์ว นิยมกำหนดไว้ที่ 25-50% ของความยาวท่อตรง

การกำหนดขนาดทำได้ด้วยขั้นตอนเดียวกับการกำหนดขนาดท่อน้ำคือ กำหนดความดันตกในระบบไว้ไม่เกิน 5%ของความดันใช้งาน จากนั้นให้หาความยาวถึงจุดที่ไกลที่สุดของระบบ แล้วคิดเป็นความยาวเทียบเท่าโดยคิดความยาวในข้อต่อและข้องออีก 25-50% จากนั้นจึงคิดความดันตกต่อ 100 เมตร แล้วทำตารางสำหรับขนาดท่อ



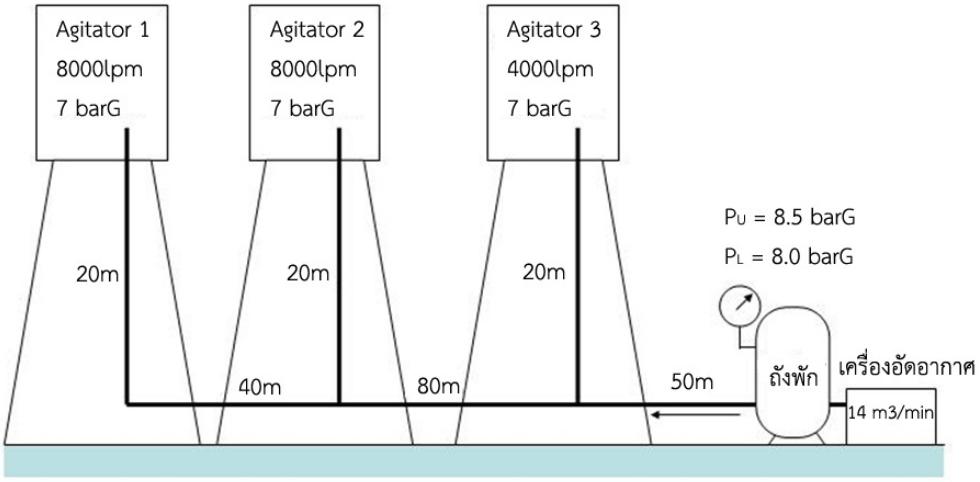
รูปที่ 13.9 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราความดันตกและอัตราไหลของอากาศอัด



รูปที่ 13.10 ความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วและอัตราไหลของอากาศอัด

ตัวอย่าง 13.1

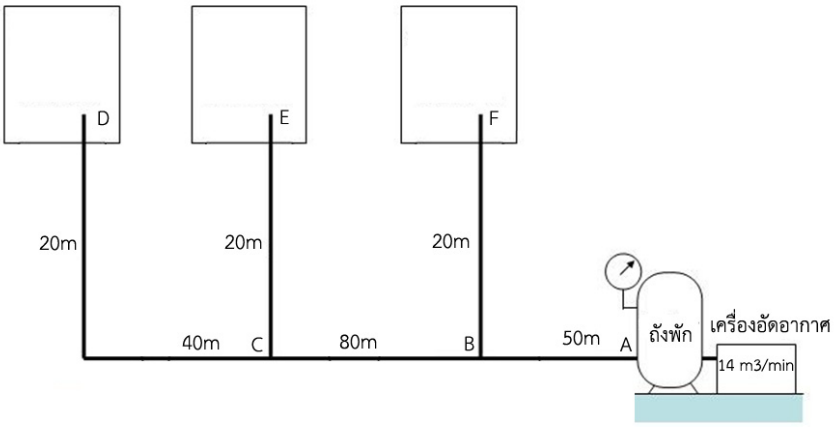
จงกำหนดขนาดท่ออากาศอัดและเลือกขนาดถังพักที่เหมาะสม หากถังกวนทั้งสามถังมีโอกาสใช้งานพร้อมกันเป็นเวลาไม่เกิน 1 นาที โดยที่เครื่องอัดอากาศมีขนาด 14 m^3/min



วิธีทำ

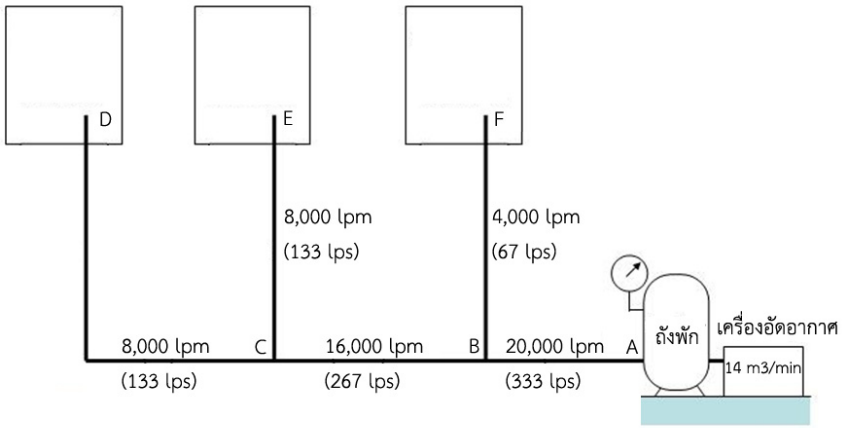
เนื่องจากข้อมูลการใช้อากาศอัดและขนาดของเครื่องอัดอากาศ มีครบถ้วนแล้ว จึงสามารถทำการทำหนดขนาดท่อด้วยใช้เกณฑ์ความดันตกได้ โดยพิจารณาเส้นทางวิกฤติ คือ A – B – C – D ซึ่งมีความยาวรวม 190m บวกเพิ่ม 25% สำหรับความดันสูญเสียในข้อต่อและวาล์วต่างๆ คิดเป็นความยาวเทียบเท่าคือ

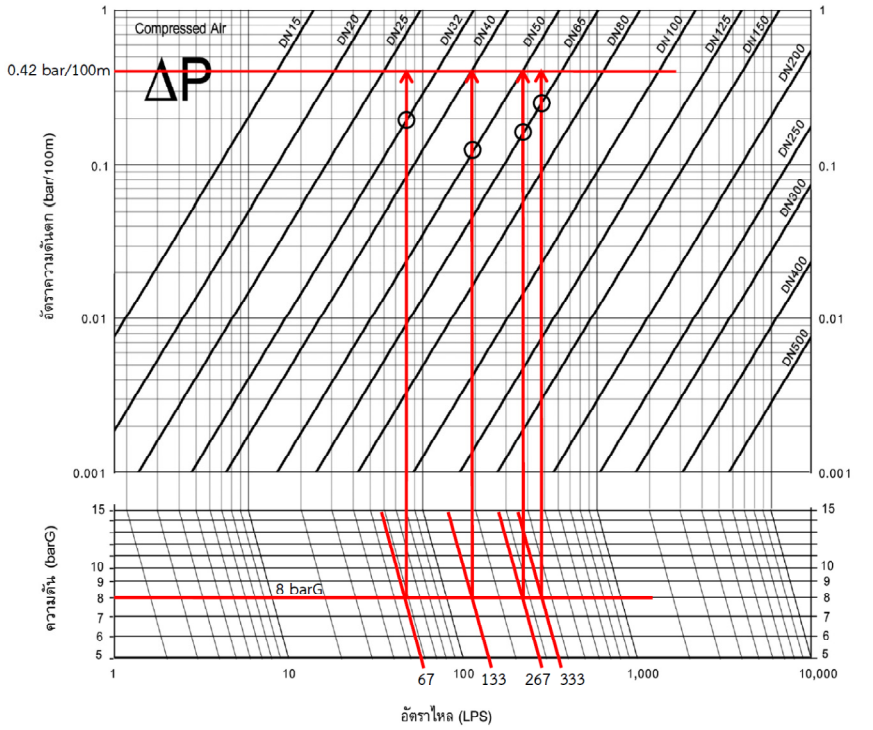
$$L_{eq} = 190 \times 1.25 = 237.5 \text{ m}$$

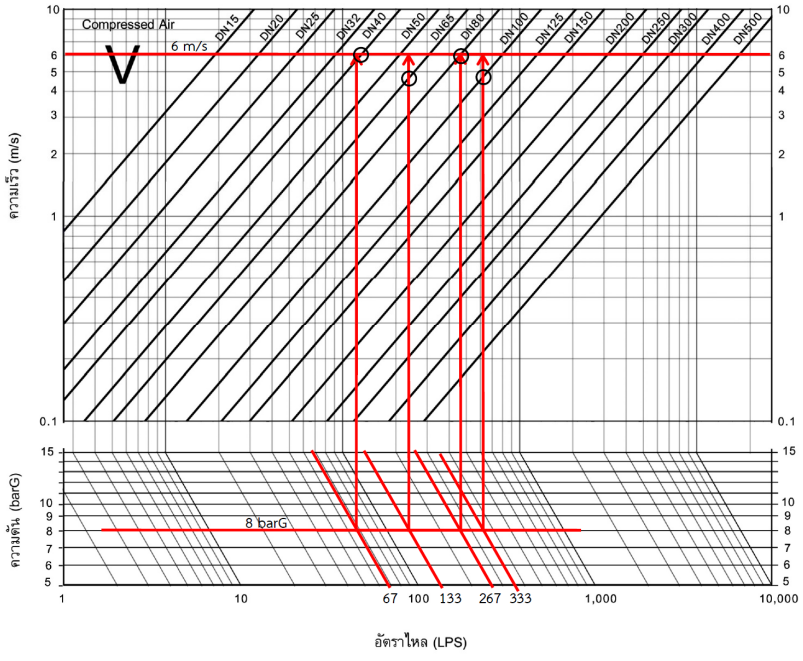


ความดันขั้นต่ำจากถังพักคือ PL = 8 barG ขณะที่ความดันใช้งานที่ปลายทางคือ 7 barG คิดเป็นความดันตกที่ยอมให้เกิดขึ้นได้ ΔP = 1 bar
คิดเป็นอัตราความดันตก ΔP/100m = 1/237.5x100 = 0.42 bar/100m

ทำการบวกอัตราการไหลในท่อแต่ละส่วน แล้วนำเกณฑ์อัตราความดันตกไม่เกิน 0.42 bar/100m และความเร็วไม่เกิน 6 m/100m ไปเลือกขนาดท่อ โดยลากเส้นบนกราฟอัตราความดันตกและกราฟความเร็วได้ดังนี้




Compressed Air
ΔP
0.42 bar/100m
DN15
DN20
DN25
DN32
DN40
DN50
DN65
DN80
DN100
DN125
DN150
DN200
DN250
DN300
DN400
DN500
อัตราความดันตกต่ำ (bar/100m)
ความดัน (barG)
8 barG
67
100
133
267
333
อัตราไหล (LPS)


Compressed Air
V
6 m/s
DN15
DN20
DN25
DN32
DN40
DN50
DN65
DN80
DN100
DN125
DN150
DN200
DN250
DN300
DN400
DN500
ความเร็ว (m/s)
ความดัน (barG)
8 barG
67
100
133
267
333
อัตราไหล (LPS)

Section	อัตราไหล (lps)	ขนาดท่อตามเกณฑ์		ขนาดท่อที่เลือกใช้ (เลือกขนาดที่ใหญ่กว่า)
		เกณฑ์ความดันตก < 0.42 bar/100m	เกณฑ์ความเร็ว < 6 m/s	
A – B	333	DN65	DN100	DN100
B – C	267	DN65	DN80	DN80
C – D	133	DN50	DN65	DN65
C – E	133	DN50	DN65	DN65
B – F	67	DN32	DN40	DN40

จากนั้นทำการคำนวณขนาดถังพักเพื่อสำรองอากาศเนื่องจากเครื่องอัดอากาศมีขนาดเล็กกว่าความต้องการอากาศสูงสุดเมื่อเดินเครื่องพร้อมกัน โดยใช้สมการที่ (13.8)

$$V = \frac{(Q-q)t}{60\Delta P}$$

เมื่อ

ความต้องการอากาศอัดสูงสุด Q = 20 m^3/min FAD
อัตราการผลิตอากาศของเครื่องอัดอากาศ q = 14 m^3/min FAD
ระยะเวลาที่มีภาระเกินความสามารถของเครื่องอัดอากาศ t = 60 s
ความดันตกที่ยอมให้เกิดขึ้นใช้เป็นค่า $\Delta P = p_U - p_L$ = 0.5 bar

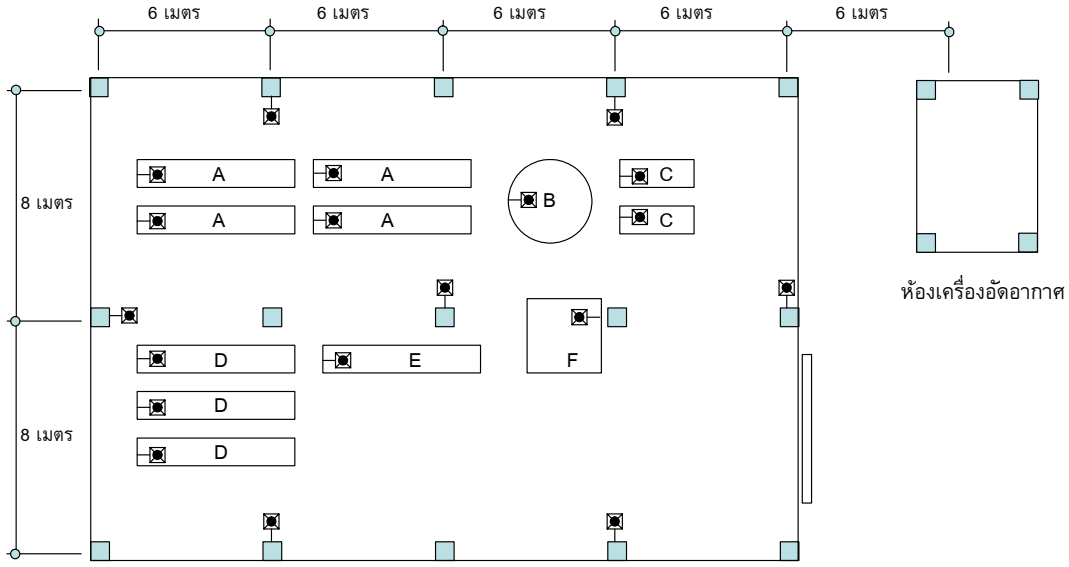
แทนค่าลงในสมการ 12.8 จะได้ขนาดของถังพัดขั้นต่ำคือ

$$V = \frac{(20-14)(60)}{60(0.5)} = 12\,m^3$$ ***ตอบ***

แบบฝึกหัด

จงออกแบบแนวท่อ ประมาณขนาดของเครื่องอัดอากาศ และกำหนดขนาดท่อส่งอากาศอัดในรูปด้านล่าง โดยรายละเอียดความต้องการอากาศอัดเป็นดังตารางต่อไปนี้

จุดใช้งาน	ลักษณะการใช้	อัตราการไหล ต่อจุด (lpm)	ความดันใช้งาน (barG)	จำนวนจุด	เปอร์เซ็นต์การใช้งานพร้อมกัน (USE FACTOR)
เครื่อง A	ขับเคลื่อนเครื่องจักร	100	6		50%
เครื่อง B	กวนของเหลว	800	6		100%
เครื่อง C	ขับเคลื่อนเครื่องจักร	300	6		50%
เครื่อง D	ขับเคลื่อนเครื่องจักร	150	6		67%
เครื่อง E	ขับเคลื่อนเครื่องจักร	200	5		100%
เครื่อง F	ขับเคลื่อนเครื่องจักร	150	5		100%
จุดอื่นๆ	ทั่วไป	40	ไม่ระบุ		20%



สัญลักษณ์ ⊠ คือวาล์วจ่ายอากาศอัด

บทที่ 14 สรุป

หลังจากศึกษาทั้ง 13 บทที่ผ่านมาแล้ว ผู้อ่านจะมีความรู้พื้นฐานทางกลศาสตร์ของไหลของการไหลในท่อที่เพียงพอสำหรับการทำความเข้าใจหลักการออกแบบระบบท่อ และได้เรียนรู้การออกแบบระบบท่อขั้นพื้นฐาน ซึ่งจะเห็นว่าแนวคิดในการออกแบบระบบท่อทุกระบบที่ผ่านมาจะมีลำดับคือ (1) การรวบรวมความต้องการของผู้ใช้ปลายทาง (2) การสำรวจหรือการจัดหาแหล่งที่มาของของไหลต้นทาง และ (3) การออกแบบระบบท่อเพื่อเชื่อมโยงต้นทางกับปลายทาง โดยขั้นตอนที่ยากที่สุดสำหรับผู้ที่เริ่มศึกษามักเป็นขั้นตอนแรก เนื่องจากบ่อยครั้งต้องอาศัยประสบการณ์ และข้อมูลที่ได้มีการรวบรวม หรือวิเคราะห์ทางสถิติไว้ ซึ่งข้อมูลความต้องการของไหล ในบางระบบได้ถูกนำมาเสนอในบทต่างๆ เช่น ข้อมูลความต้องการน้ำจากเส้นโค้งของฮันเตอร์ หรือ ข้อมูลตัวประกอบการใช้งานของหัวจ่ายอากาศอัดในห้องทดลอง เป็นต้น เมื่อใดที่ผู้ออกแบบไม่สามารถประเมินความต้องการที่ใกล้เคียงได้ ก็มักทำให้ระบบที่ออกแบบมีขนาดใหญ่เกินไป เนื่องจากจะต้องคิดเผื่อไว้ แต่ก็ถือว่ายอมรับได้หากเปรียบเทียบกับความเสี่ยงจากการออกแบบระบบเล็กเกินไปจนระบบทำงานไม่ได้

ระบบท่อที่กล่าวถึงในหนังสือเล่มนี้เป็นระบบหลักที่มักพบในอาคารและอุตสาหกรรม โดยยังมีระบบท่ออื่นๆอีกหลายประเภทที่ไม่ได้ครอบคลุมในหนังสือเล่มนี้ เช่น *ระบบไอน้ำความดันสูง*ที่ต้องอาศัยความรู้ทางพลศาสตร์ความร้อน และกลศาสตร์ของแข็ง ร่วมกับการใช้มาตรฐานการออกแบบซึ่งเป็นเรื่องเฉพาะทางเกินกว่าจะครอบคลุมในรายวิชานี้ได้ *ระบบท่อขนส่งน้ำมัน* ซึ่งมีความหนืดสูงทำให้มีความดันในระบบสูง และ *ระบบโครงข่ายส่งจ่ายน้ำขนาดใหญ่* (Water distribution network) ซึ่งจัดเป็นงานทางด้านโยธา (แต่ผู้อ่านก็สามารถประยุกต์ใช้หลักการที่เรียนมาในการแก้ปัญหาประเภทนี้ได้) เป็นต้น

ขอให้ผู้อ่านพึงระลึกไว้ว่าเนื้อหากล่าวถึงในตำราเล่มนี้ครอบคลุมเพียงกระบวนการออกแบบ กระบวนการหลังจากการออกแบบก็เป็นขั้นตอนที่สำคัญ ผู้ที่มีโอกาสทำงานตั้งแต่การออกแบบ ติดตั้ง ทดสอบ และใช้งานระบบท่อ จะมีความรู้ความเข้าใจอย่างแท้จริง ดังที่กล่าวไว้ในบทที่ 1 ว่าระบบท่อเป็นระบบที่มีมูลค่าประมาณ 7-8% ของมูลค่าการก่อสร้างโรงงานทั่วไป ซึ่งแม้จะเป็นสัดส่วนที่ไม่มากแต่ก็มีผลอย่างมากต่อการทำงานของกระบวนการต่างๆที่เกี่ยวข้อง และมีผลต่อการใช้พลังงานอาคารและโรงงานอันจะเป็นค่าใช้จ่ายสะสมตลอดอายุการใช้งาน ดังนั้นการออกแบบระบบท่อจึงเป็นสิ่งสำคัญอย่างยิ่งที่ผู้ออกแบบจะต้องออกแบบให้ถูกต้องและเหมาะสม

ผู้เขียนขอเน้นย้ำว่า เส้นแต่ละเส้นในแบบแปลนระบบท่อ จะเป็นสิ่งที่ถูกสร้างและใช้งานจริง ผู้ออกแบบจึงต้องรับผิดชอบด้วยการออกแบบอย่างถูกต้องแม่นยำตามความรู้ที่เรียนมา พึงระลึกเสมอว่าความผิดพลาดในแบบจริงจะมีผลกระทบที่รุนแรงกว่าความผิดพลาดที่เกิดในห้องสอบอย่างมาก

สุดท้ายนี้หวังว่าผู้เรียนจะนำความรู้ที่ได้ในวิชานี้ไปเป็นพื้นฐานในการเรียนรู้งานจริงและนำไปสู่การประสบความสำเร็จในการประกอบวิชาชีพต่อไป

ภาคผนวก

ภาคผนวก ก. ตัวคูณแปลงหน่วย
ภาคผนวก ข. ตารางท่อ
ภาคผนวก ค. คุณสมบัติของของไหล

ภาคผนวก ก. ตัวคูณแปลงหน่วย

Length - ความยาว

unit	m	cm	mm	inch	ft
1m =	1	100	1,000	39.370	3.2808
1cm =	0.01	1	10	0.3937	0.03281
1mm =	0.001	0.1	1	0.0394	0.003281
1in =	0.0254	2.54	25.4	1	0.0833
1ft =	0.3048	30.48	304.8	12	1

Area - พื้นที่

unit	m^2	cm^2	mm^2	$inch^2$	ft^2
1 m^2 =	1	10,000	1,000,000	1550	10.764
1 cm^2 =	0.0001	1	100	0.155	0.001076
1 mm^2 =	10^{-6}	0.01	1	0.00155	1.0764×10^{-5}
1 $inch^2$ =	6.45×10^{-4}	6.452	645.16	1	0.00694
1 ft^2 =	0.092903	929.03	92,903	144	1

Volume - ปริมาตร

unit	m^3	litre	cc	cu.in	ft^3	US gal.	Imp.gallon
1 m^3 =	1	1,000	10^6	61023	35.31	264.2	220
1 litre =	0.001	1	1,000	61.023	0.03532	0.2642	0.22
1 cc =	10^{-6}	0.001	1	0.061	3.532E-05	0.00026	0.00022
1 cu.in. =	1.639×10^{-5}	0.01639	16.39	1	5.790×10^{-4}	0.004330	0.003606
1 ft^3 =	0.02832	28.32	28,320	1728	1	7.481	6.229
1 US.gal. =	0.00379	3.785	3,785	230.9	0.1337	1	0.8327
1 Imp.gal. =	0.00455	4.546	4,546	277.33	0.1605	1.201	1

Velocity - ความเร็ว

unit	m/s	kph	mph	fpm	fps
1 m/s =	1	3.6	2.25	196.85	3.2808
1 kph =	0.2778	1	0.625	54.68	0.9113
1 mph =	0.4470	1.6	1	87.488	1.4581
1 fpm =	0.00508	0.0183	0.0114	1	0.01667
1 fps =	0.3048	1.0973	0.6858	60	1

Acceleration - ความเร่ง

unit	m/s^2	g	ft/s^2
1 m/s^2 =	1	0.1020	3.2808
1 g =	9.807	1	32.174
1 ft/s^2 =	0.3048	0.03108	1

Mass/Force - มวล/แรง

unit	kg	N	lb	oz
1 kg =	1	9.81	2.2	35.2
1 N =	0.1019	1	0.224	3.588
1 lb =	0.4545	4.459	1	16
1 oz =	0.02841	0.279	0.0625	1

Volume flowrate - อัตราไหล (ปริมาตร)

unit	m^3/s	lpm	cfm	gpm
1m^3/s	1	6 $x10^4$	2,119	15,852
1lpm	1.67E $x10^{-5}$	1	0.03531	0.2642
1cfm	0.0004719	28.317	1	7.4794
1gpm	6.3084 $x10^{-5}$	3.785	0.1337	1

Mass flowrate - อัตราไหล (มวล)

unit	kg/s	kg/h	lb/h
1 kg/s=	1	3,600	7936.8
1 kg/h=	2.78×10^{-4}	1	2.2
1 lb/h=	0.00013	0.4545	1

Pressure - ความดัน

unit	Pa	bar	ATM	m.WG.	ft.WG.	mm.HG. (torr)	psi
1 Pa=	1	10^{-5}	9.87×10^{-6}	1.02×10^{-4}	3.35×10^{-4}	0.0075	1.4504×10^{-4}
1 bar =	10^{5}	1	0.9869	10.2	33.464	750	14.5
1 ATM=	101,325	1.01325	1	10.33	33.95	760	14.696
1 m.WG. =	9,807	0.09807	0.09681	1	3.2865	73.572	1.4227
1 ft.WG.=	2,988	0.02988	0.02946	0.3043	1	22.386	0.4335
1 mm.HG.=	133.33	0.001333	0.001316	0.01359	0.04467	1	0.01934
1 psi =	6894.8	0.06894	0.06805	0.7029	2.3068	51.8	1

Energy (and Torque) - พลังงาน (และแรงบิด)

unit	J (N-m)	MJ	kWh	BTU	lb-ft	calories
1 J =	1	10^{-6}	2.778×10^{-7}	9.478×10^{-4}	0.7376	0.2389
1 MJ =	10^{6}	1	0.2778	947.8	737,572	238,892
1 kWh=	3,600,000	3.6	1	3,412	2.655×10^{6}	8.60×10^{-5}
1 Btu =	1055.1	$1.06E \times 10^{-3}$	2.93×10^{-4}	1	778.2	252
1 lb-ft =	1.3558	1.356×10^{-6}	3.766×10^{-7}	1.285×10^{-3}	1	0.3238
1 cal =	4.186	4.186×10^{-6}	1.16×10^{-6}	0.0039683	3.088	1

Power - กำลัง

unit	Watt	kW	HP	Boiler HP	BTU/h	tonR
1 watt=	1	0.001	0.00134	1.0194×10^{-4}	3.413	2.844×10^{-4}
1 kW=	1,000	1	1.3405	0.1019	3412	0.2844
1HP=	746	0.746	1	0.07604	2545.35	0.2122
1 Boiler HP=	9,810	9.81	13.150	1	33,475	2.79
1 BTU/h=	0.293	2.931×10^{-4}	3.929×10^{-4}	2.987E-05	1	8.333×10^{-5}
1 tonR=	3,516	3.516	4.713	0.36	12,000	1

ภาคผนวก ข. ตารางท่อ

ตาราง ข.1 ตารางท่อเหล็กเหนียว

DN	NPS	Schedule		D_o	t	D_i	Inside area	Metal area	Outside Srf area	น้ำหนักท่อ	น้ำหนักน้ำ
(mm)	(inch)			(mm)	(mm)	(mm)	(cm^2)	(cm^2)	(m^2/m)	(kg/m)	(kg/m)
15	**1/2**	—	5S	21.336	1.651	18.034	2.554	1.021	0.067	0.799	0.255
		—	10S	21.336	2.108	17.12	2.302	1.273	0.067	0.997	0.23
		Std	40	21.336	2.769	15.798	1.96	1.615	0.067	1.265	0.196
		XS	80	21.336	3.734	13.868	1.51	2.065	0.067	1.617	0.151
		—	160	21.336	4.75	11.836	1.1	2.475	0.067	1.938	0.11
		XXS	—	21.336	7.468	6.4	0.322	3.254	0.067	2.547	0.032
20	**3/4**	—	5S	26.67	1.651	23.368	4.289	1.298	0.084	1.016	0.429
		—	10S	26.67	2.108	22.454	3.96	1.627	0.084	1.273	0.396
		Std	40	26.67	2.87	20.93	3.441	2.146	0.084	1.68	0.344
		XS	80	26.67	3.912	18.846	2.79	2.797	0.084	2.19	0.279
		—	160	26.67	5.537	15.596	1.91	3.676	0.084	2.878	0.191
		XXS	—	26.67	7.823	11.024	0.954	4.632	0.084	3.626	0.095
25	**1**	—	5S	33.401	1.651	30.099	7.115	1.647	0.105	1.289	0.712
		—	10S	33.401	2.769	27.863	6.097	2.665	0.105	2.086	0.61
		Std	40	33.401	3.378	26.645	5.576	3.186	0.105	2.494	0.558
		XS	80	33.401	4.547	24.307	4.64	4.122	0.105	3.227	0.464
		—	160	33.401	6.35	20.701	3.366	5.396	0.105	4.225	0.337
		XXS	—	33.401	9.093	15.215	1.818	6.944	0.105	5.436	0.182
32	**1-1/4**	—	5S	42.164	1.651	38.862	11.86	2.101	0.133	1.645	1.186
		—	10S	42.164	2.769	36.626	10.54	3.427	0.133	2.683	1.054
		Std	40	42.164	3.556	35.052	9.65	4.313	0.133	3.377	0.965
		XS	80	42.164	4.851	32.462	8.276	5.686	0.133	4.452	0.828
		—	160	42.164	6.35	29.464	6.818	7.145	0.133	5.594	0.682
		XXS	—	42.164	9.703	22.758	4.068	9.895	0.133	7.747	0.407

DN	NPS	Schedule		D_o	t	D_i	Inside area	Metal area	Outside Srf area	น้ำหนักท่อ	น้ำหนักน้ำ
(mm)	(inch)			(mm)	(mm)	(mm)	(cm^2)	(cm^2)	(m^2/m)	(kg/m)	(kg/m)
40	**1-1/2**	—	5S	48.26	1.651	44.958	15.88	2.418	0.152	1.893	1.587
		—	10S	48.26	2.769	42.722	14.34	3.957	0.152	3.098	1.433
		Std	40	48.26	3.683	40.894	13.13	5.158	0.152	4.038	1.313
		XS	80	48.26	5.08	38.1	11.4	6.891	0.152	5.395	1.14
		—	160	48.26	7.137	33.986	9.072	9.22	0.152	7.219	0.907
		XXS	—	48.26	10.16	27.94	6.131	12.161	0.152	9.521	0.613
		—	—	48.26	13.34	21.59	3.661	14.631	0.152	11.46	0.366
		—	—	48.26	15.88	16.51	2.141	16.151	0.152	12.65	0.214
50	**2**	—	5S	60.325	1.651	57.023	25.54	3.043	0.19	2.383	2.554
		—	10S	60.325	2.769	54.787	23.58	5.007	0.19	3.92	2.357
		Std	40	60.325	3.912	52.501	21.65	6.933	0.19	5.428	2.165
		XS	80	60.325	5.537	49.251	19.05	9.53	0.19	7.461	1.905
		—	160	60.325	8.712	42.901	14.46	14.126	0.19	11.06	1.446
		XXS	—	60.325	11.07	38.177	11.45	17.134	0.19	13.42	1.145
		—	—	60.325	14.28	31.775	7.93	20.652	0.19	16.17	0.793
		—	—	60.325	17.45	25.425	5.077	23.504	0.19	18.4	0.508
65	**2-1/2**	—	5S	73.025	2.108	68.809	37.19	4.696	0.229	3.677	3.719
		—	10S	73.025	3.048	66.929	35.18	6.701	0.229	5.246	3.518
		Std	40	73.025	5.156	62.713	30.89	10.993	0.229	8.607	3.089
		XS	80	73.025	7.01	59.005	27.34	14.538	0.229	11.38	2.734
		—	160	73.025	9.525	53.975	22.88	19.002	0.229	14.88	2.288
		XXS	—	73.025	14.02	44.983	15.89	25.99	0.229	20.35	1.589
		—	—	73.025	17.15	38.735	11.78	30.098	0.229	23.56	1.178
		—	—	73.025	20.32	32.385	8.237	33.645	0.229	26.34	0.824
80	**3**	—	5S	88.9	2.108	84.684	56.32	5.748	0.279	4.5	5.632
		—	10S	88.9	3.048	82.804	53.85	8.221	0.279	6.436	5.385
		Std	40	88.9	5.486	77.928	47.7	14.376	0.279	11.26	4.77
		XS	80	88.9	7.62	73.66	42.61	19.458	0.279	15.23	4.261
		—	160	88.9	11.1	66.7	34.94	27.13	0.279	21.24	3.494
		XXS	—	88.9	15.24	58.42	26.81	35.267	0.279	27.61	2.68
		—	—	88.9	18.42	52.07	21.29	40.777	0.279	31.93	2.129
		—	—	88.9	21.59	45.72	16.42	45.654	0.279	35.74	1.642

DN (mm)	NPS (inch)	Schedule		D_o (mm)	t (mm)	D_i (mm)	Inside area (cm^2)	Metal area (cm^2)	Outside Srf area (m^2/m)	น้ำหนักท่อ (kg/m)	น้ำหนักน้ำ (kg/m)
90	**3-1/2**		5S	101.6	2.108	97.384	74.49	6.589	0.319	5.158	7.448
			10S	101.6	3.048	95.504	71.64	9.437	0.319	7.388	7.164
		Std	40	101.6	5.74	90.12	63.79	17.286	0.319	13.53	6.379
		XS	80	101.6	8.077	85.446	57.34	23.731	0.319	18.58	5.734
		XXS		101.6	16.15	69.292	37.71	43.363	0.319	33.95	3.771
100	**4**	—	5S	114.3	2.108	110.08	95.18	7.43	0.359	5.817	9.518
		—	10S	114.3	3.048	108.2	91.96	10.653	0.359	8.34	9.196
		—	—	114.3	4.775	104.75	86.18	16.43	0.359	12.86	8.618
		Std	40	114.3	6.02	102.26	82.13	20.478	0.359	16.03	8.213
		XS	80	114.3	8.56	97.18	74.17	28.436	0.359	22.26	7.417
		—	120	114.3	11.1	92.1	66.62	35.988	0.359	28.18	6.662
		—	—	114.3	12.7	88.9	62.07	40.537	0.359	31.74	6.207
		—	160	114.3	13.49	87.326	59.89	42.715	0.359	33.44	5.989
		XXS	—	114.3	17.12	80.06	50.34	52.267	0.359	40.92	5.034
		—	—	114.3	20.32	73.66	42.61	59.994	0.359	46.97	4.261
		—	—	114.3	23.5	67.31	35.58	67.025	0.359	52.47	3.558
125	**5**	—	5S	141.3	2.769	135.76	144.8	12.051	0.444	9.435	14.48
		—	10S	141.3	3.404	134.49	142.1	14.747	0.444	11.55	14.21
		Std	40	141.3	6.553	128.19	129.1	27.74	0.444	21.72	12.91
		XS	80	141.3	9.525	122.25	117.4	39.432	0.444	30.87	11.74
		—	120	141.3	12.7	115.9	105.5	51.309	0.444	40.17	10.55
		—	160	141.3	15.88	109.55	94.26	62.553	0.444	48.97	9.426
		XXS	—	141.3	19.05	103.2	83.65	73.164	0.444	57.28	8.365
		—	—	141.3	22.23	96.85	73.67	83.141	0.444	65.09	7.367
		—	—	141.3	25.4	90.5	64.33	92.484	0.444	72.41	6.433
150	**6**	—	5S	168.28	2.769	162.74	208	14.398	0.529	11.27	20.8
		—	10S	168.28	3.404	161.47	204.8	17.631	0.529	13.8	20.48
		—	—	168.28	5.563	157.15	194	28.437	0.529	22.26	19.4
		Std	40	168.28	7.112	154.05	186.4	36.009	0.529	28.19	18.64
		XS	80	168.28	10.97	146.33	168.2	54.226	0.529	42.45	16.82
		—	120	168.28	14.28	139.73	153.3	69.063	0.529	54.07	15.33
		—	160	168.28	18.24	131.8	136.4	85.962	0.529	67.3	13.64
		XXS	—	168.28	21.95	124.38	121.5	100.89	0.529	78.99	12.15
		—	—	168.28	25.4	117.48	108.4	114.01	0.529	89.26	10.84
		—	—	168.28	28.58	111.13	96.99	125.41	0.529	98.18	9.699

DN	NPS	Schedule		D_o	t	D_i	Inside area	Metal area	Outside Srf area	น้ำหนักท่อ	น้ำหนักน้ำ
(mm)	(inch)			(mm)	(mm)	(mm)	(cm^2)	(cm^2)	(m^2/m)	(kg/m)	(kg/m)
200	**8**	—	5S	219.08	2.769	213.54	358.1	18.817	0.688	14.73	35.81
		—	10S	219.08	3.759	211.56	351.5	25.427	0.688	19.91	35.15
		—	—	219.08	5.563	207.95	339.6	37.315	0.688	29.21	33.96
		—	20	219.08	6.35	206.38	334.5	42.437	0.688	33.22	33.45
		—	30	219.08	7.036	205	330.1	46.87	0.688	36.69	33.01
		Std	40	219.08	8.179	202.72	322.8	54.19	0.688	42.43	32.28
		—	60	219.08	10.31	198.45	309.3	67.631	0.688	52.95	30.93
		XS	80	219.08	12.7	193.68	294.6	82.34	0.688	64.46	29.46
		—	100	219.08	15.06	188.95	280.4	96.536	0.688	75.58	28.04
		—	120	219.08	18.24	182.6	261.9	115.07	0.688	90.09	26.19
		—	140	219.08	20.63	177.83	248.4	128.59	0.688	100.7	24.84
		—	160	219.08	23.01	173.05	235.2	141.74	0.688	111	23.52
		—	—	219.08	25.4	168.28	222.4	154.55	0.688	121	22.24
		—	—	219.08	28.58	161.93	205.9	171.01	0.688	133.9	20.59
250	**10**	—	5S	273.05	3.404	266.24	556.7	28.836	0.858	22.58	55.67
		—	10S	273.05	4.191	264.67	550.2	35.399	0.858	27.71	55.02
		—	—	273.05	5.563	261.92	538.8	46.748	0.858	36.6	53.88
		—	20	273.05	6.35	260.35	532.4	53.204	0.858	41.65	53.24
		—	30	273.05	7.798	257.45	520.6	64.982	0.858	50.87	52.06
		Std	40	273.05	9.271	254.51	508.7	76.828	0.858	60.15	50.87
		XS	60	273.05	12.7	247.65	481.7	103.88	0.858	81.32	48.17
		—	80	273.05	15.06	242.93	463.5	122.08	0.858	95.57	46.35
		—	100	273.05	18.24	236.58	439.6	145.99	0.858	114.3	43.96
		—	120	273.05	21.41	230.23	416.3	169.27	0.858	132.5	41.63
		—	—	273.05	22.23	228.6	410.4	175.13	0.858	137.1	41.04
		—	140	273.05	25.4	222.25	387.9	197.62	0.858	154.7	38.8
		—	160	273.05	28.58	215.9	366.1	219.47	0.858	171.8	36.61
		—	—	273.05	31.75	209.55	344.9	240.69	0.858	188.4	34.49
		—	—	273.05	38.1	196.85	304.3	281.22	0.858	220.2	30.43

DN (mm)	NPS (inch)	Schedule		D_o (mm)	t (mm)	D_i (mm)	Inside area (cm^2)	Metal area (cm^2)	Outside Srf area (m^2/m)	น้ำหนักท่อ (kg/m)	น้ำหนักน้ำ (kg/m)
300	**12**	—	5S	323.85	3.962	315.93	783.9	39.817	1.017	31.17	78.39
		—	10S	323.85	4.572	314.71	777.9	45.859	1.017	35.9	77.79
		—	20	323.85	6.35	311.15	760.4	63.339	1.017	49.59	76.04
		—	30	323.85	8.382	307.09	740.6	83.072	1.017	65.04	74.07
		Std	—	323.85	9.525	304.8	729.7	94.058	1.017	73.64	72.97
		—	40	323.85	10.31	303.23	722.1	101.57	1.017	79.52	72.21
		XS	—	323.85	12.7	298.45	699.6	124.14	1.017	97.19	69.96
		—	60	323.85	14.28	295.3	684.9	138.83	1.017	108.7	68.49
		—	80	323.85	17.45	288.95	655.7	167.97	1.017	131.5	65.58
		—	—	323.85	19.05	285.75	641.3	182.42	1.017	142.8	64.13
		—	100	323.85	21.41	281.03	620.3	203.44	1.017	159.3	62.03
		—	—	323.85	22.23	279.4	613.1	210.6	1.017	164.9	61.31
		—	120	323.85	25.4	273.05	585.6	238.15	1.017	186.5	58.56
		—	140	323.85	28.58	266.7	558.6	265.07	1.017	207.5	55.87
		—	—	323.85	31.75	260.35	532.4	291.36	1.017	228.1	53.24
		—	160	323.85	33.33	257.2	519.6	304.16	1.017	238.1	51.96
350	**14**	—	5S	355.6	3.962	347.68	949.4	43.768	1.117	34.27	94.94
		—	10S	355.6	4.775	346.05	940.5	52.628	1.117	41.2	94.05
		—	—	355.6	5.334	344.93	934.5	58.695	1.117	45.95	93.45
		—	—	355.6	5.563	344.47	932	61.175	1.117	47.89	93.2
		—	10	355.6	6.35	342.9	923.5	69.672	1.117	54.55	92.35
		—	—	355.6	7.137	341.33	915	78.131	1.117	61.17	91.5
		—	20	355.6	7.925	339.75	906.6	86.561	1.117	67.77	90.66
		—	—	355.6	8.738	338.12	897.9	95.218	1.117	74.55	89.79
		Std	30	355.6	9.525	336.55	889.6	103.56	1.117	81.08	88.96
		—	40	355.6	11.1	333.4	873	120.13	1.117	94.05	87.3
		—	—	355.6	11.91	331.77	864.5	128.63	1.117	100.7	86.45
		XS	—	355.6	12.7	330.2	856.3	136.81	1.117	107.1	85.63
		—	60	355.6	15.06	325.48	832	161.14	1.117	126.2	83.2
		—	—	355.6	15.88	323.85	823.7	169.43	1.117	132.6	82.37
		—	80	355.6	19.05	317.5	791.7	201.42	1.117	157.7	79.17
		—	100	355.6	23.8	308	745.1	248.09	1.117	194.2	74.51
		—	120	355.6	27.76	300.08	707.2	285.93	1.117	223.9	70.72
		—	140	355.6	31.75	292.1	670.1	323.03	1.117	252.9	67.01
		—	160	355.6	35.71	284.18	634.3	358.89	1.117	281	63.43

DN	NPS	Schedule		D_o	t	D_i	Inside area	Metal area	Outside Srf area	น้ำหนักท่อ	น้ำหนักน้ำ
(mm)	(inch)			(mm)	(mm)	(mm)	(cm^2)	(cm^2)	(m^2/m)	(kg/m)	(kg/m)
400	**16**	—	5S	406.4	4.191	398.02	1244	52.957	1.277	41.46	124.4
		—	10S	406.4	4.775	396.85	1237	60.248	1.277	47.17	123.7
		—	10	406.4	6.35	393.7	1217	79.807	1.277	62.48	121.7
		—	20	406.4	7.925	390.55	1198	99.209	1.277	77.67	119.8
		Std	30	406.4	9.525	387.35	1178	118.76	1.277	92.98	117.8
		XS	40	406.4	12.7	381	1140	157.08	1.277	123	114
		—	60	406.4	16.66	373.08	1093	204.01	1.277	159.7	109.3
		—	80	406.4	21.44	363.52	1038	259.31	1.277	203	103.8
		—	100	406.4	26.19	354.03	984.4	312.8	1.277	244.9	98.44
		—	120	406.4	30.94	344.53	932.3	364.92	1.277	285.7	93.23
		—	140	406.4	36.5	333.4	873	424.16	1.277	332.1	87.3
		—	160	406.4	40.46	325.48	832	465.16	1.277	364.2	83.2
450	**18**	—	5S	457.2	4.191	448.82	1582	59.645	1.436	46.7	158.2
		—	10S	457.2	4.775	447.65	1574	67.869	1.436	53.14	157.4
		—	10	457.2	6.35	444.5	1552	89.941	1.436	70.42	155.2
		—	20	457.2	7.925	441.35	1530	111.86	1.436	87.57	153
		Std	—	457.2	9.525	438.15	1508	133.96	1.436	104.9	150.8
		—	30	457.2	11.1	435	1486	155.56	1.436	121.8	148.6
		XS	—	457.2	12.7	431.8	1464	177.35	1.436	138.8	146.4
		—	40	457.2	14.28	428.65	1443	198.64	1.436	155.5	144.3
		—	60	457.2	19.05	419.1	1380	262.22	1.436	205.3	138
		—	80	457.2	23.8	409.6	1318	324.05	1.436	253.7	131.8
		—	100	457.2	29.36	398.48	1247	394.65	1.436	309	124.7
		—	120	457.2	34.93	387.35	1178	463.32	1.436	362.7	117.8
		—	140	457.2	39.68	377.85	1121	520.42	1.436	407.4	112.1
		—	160	457.2	45.24	366.73	1056	585.47	1.436	458.4	105.6

DN	NPS	Schedule		D_o	t	D_i	Inside area	Metal area	Outside Srf area	น้ำหนักท่อ	น้ำหนักน้ำ
(mm)	(inch)			(mm)	(mm)	(mm)	(cm^2)	(cm^2)	(m^2/m)	(kg/m)	(kg/m)
500	**20**	—	5S	508	4.775	498.45	1951	75.489	1.596	59.1	195.1
		—	10S	508	5.537	496.93	1939	87.404	1.596	68.43	193.9
		—	10	508	6.35	495.3	1927	100.08	1.596	78.35	192.7
		Std	20	508	9.525	488.95	1878	149.16	1.596	116.8	187.8
		XS	30	508	12.7	482.6	1829	197.62	1.596	154.7	182.9
		—	40	508	15.06	477.88	1794	233.25	1.596	182.6	179.4
		—	60	508	20.63	466.75	1711	315.8	1.596	247.2	171.1
		—	—	508	22.23	463.55	1688	339.18	1.596	265.5	168.8
		—	80	508	26.19	455.63	1630	396.38	1.596	310.3	163
		—	100	508	32.54	442.93	1541	486.01	1.596	380.5	154.1
		—	120	508	38.1	431.8	1464	562.45	1.596	440.3	146.4
		—	140	508	44.45	419.1	1380	647.32	1.596	506.8	138
		—	160	508	49.99	408.03	1308	719.26	1.596	563.1	130.8
550	**22**	—	5S	558.8	4.775	549.25	2369	83.11	1.756	65.07	236.9
		—	10S	558.8	5.537	547.73	2356	96.24	1.756	75.35	235.6
		—	10	558.8	6.35	546.1	2342	110.21	1.756	86.28	234.2
		Std	20	558.8	9.525	539.75	2288	164.36	1.756	128.7	228.8
		XS	30	558.8	12.7	533.4	2235	217.89	1.756	170.6	223.5
		—	—	558.8	15.88	527.05	2182	270.77	1.756	212	218.2
		—	—	558.8	19.05	520.7	2129	323.03	1.756	252.9	212.9
		—	60	558.8	22.23	514.35	2078	374.65	1.756	293.3	207.8
		—	80	558.8	28.58	501.65	1976	475.99	1.756	372.7	197.6
		—	100	558.8	34.93	488.95	1878	574.8	1.756	450	187.8
		—	120	558.8	41.28	476.25	1781	671.07	1.756	525.4	178.1
		—	140	558.8	47.63	463.55	1688	764.81	1.756	598.8	168.8
		—	160	558.8	53.98	450.85	1596	856.02	1.756	670.2	159.6

DN	NPS	Schedule		D_o	t	D_i	Inside area	Metal area	Outside Srf area	น้ำหนักท่อ	น้ำหนักน้ำ
(mm)	(inch)			(mm)	(mm)	(mm)	(cm^2)	(cm^2)	(m^2/m)	(kg/m)	(kg/m)
600	**24**	—	10	609.6	6.35	596.90	2798	120.34	1.915	94.22	279.8
		Std	20	609.6	9.525	590.55	2739	179.57	1.915	140.6	273.9
		XS	—	609.6	12.7	584.20	2680	238.15	1.915	186.5	268
		—	30	609.6	14.28	581.05	2652	266.98	1.915	209	265.2
		—	—	609.6	15.88	577.85	2623	296.11	1.915	231.8	262.3
		—	40	609.6	17.45	574.70	2594	324.62	1.915	254.1	259.4
		—	—	609.6	19.05	571.50	2565	353.43	1.915	276.7	256.5
		—	5S	609.6	5.537	598.53	2814	105.08	1.915	82.27	281.4
		—	—	609.6	22.23	565.15	2509	410.12	1.915	321.1	250.9
		—	60	609.6	24.59	560.43	2467	451.88	1.915	353.8	246.7
		—	80	609.6	30.94	547.73	2356	562.41	1.915	440.3	235.6
		—	100	609.6	38.89	531.83	2221	697.23	1.915	545.9	222.1
		—	120	609.6	46.03	517.55	2104	814.89	1.915	638	210.4
		—	140	609.6	52.38	504.85	2002	916.87	1.915	717.8	200.2
		—	160	609.6	59.51	490.58	1890	1028.5	1.915	805.2	189
650	**26**	—	—	660.4	6.35	647.70	3295	130.48	2.075	102.2	329.5
		—	10	660.4	7.925	644.55	3263	162.45	2.075	127.2	326.3
		Std	—	660.4	9.525	641.35	3231	194.77	2.075	152.5	323.1
		XS	20	660.4	12.7	635.00	3167	258.42	2.075	202.3	316.7
		—	—	660.4	15.88	628.65	3104	321.44	2.075	251.7	310.4
		—	—	660.4	19.05	622.30	3042	383.83	2.075	300.5	304.2
		—	—	660.4	22.23	615.95	2980	445.59	2.075	348.9	298
		—	—	660.4	25.4	609.60	2919	506.71	2.075	396.7	291.9
		—	—	660.4	28.58	603.25	2858	567.2	2.075	444.1	285.8
700	**28**	—	—	711.2	6.35	698.50	3832	140.61	2.234	110.1	383.2
		—	10	711.2	7.925	695.35	3798	175.1	2.234	137.1	379.8
		Std	—	711.2	9.525	692.15	3763	209.97	2.234	164.4	376.3
		XS	20	711.2	12.7	685.80	3694	278.69	2.234	218.2	369.4
		—	30	711.2	15.88	679.45	3626	346.78	2.234	271.5	362.6
		—	—	711.2	19.05	673.10	3558	414.23	2.234	324.3	355.8
		—	—	711.2	22.23	666.75	3492	481.06	2.234	376.6	349.2
		—	—	711.2	25.4	660.40	3425	547.25	2.234	428.4	342.5
		—		711.2	28.58	654.05	3360	612.8	2.234	479.8	336

DN	NPS	Schedule		D_o	t	D_i	Inside area	Metal area	Outside Srf area	น้ำหนักท่อ	น้ำหนักน้ำ
(mm)	(inch)			(mm)	(mm)	(mm)	(cm^2)	(cm^2)	(m^2/m)	(kg/m)	(kg/m)
750	**30**	—	5S	762	6.35	749.30	4410	150.75	2.394	118	441
		—	10	762	7.925	746.15	4373	187.74	2.394	147	437.3
		Std	—	762	9.525	742.95	4335	225.17	2.394	176.3	433.5
		XS	20	762	12.7	736.60	4261	298.96	2.394	234.1	426.1
		—	30	762	15.88	730.25	4188	372.11	2.394	291.3	418.8
		—	40	762	19.05	723.90	4116	444.64	2.394	348.1	411.6
		—	—	762	22.23	717.55	4044	516.53	2.394	404.4	404.4
		—	—	762	25.4	711.20	3973	587.78	2.394	460.2	397.3
		—	—	762	28.58	704.85	3902	658.41	2.394	515.5	390.2
800	**32**	—	—	812.8	6.35	800.10	5028	160.88	2.554	126	502.8
		—	10	812.8	7.925	796.95	4988	200.39	2.554	156.9	498.8
		Std	—	812.8	9.525	793.75	4948	240.37	2.554	188.2	494.8
		XS	20	812.8	12.7	787.40	4869	319.23	2.554	249.9	486.9
		—	30	812.8	15.88	781.05	4791	397.45	2.554	311.2	479.1
		—	40	812.8	17.48	777.85	4752	436.63	2.554	341.8	475.2
		—	—	812.8	19.05	774.70	4714	475.04	2.554	371.9	471.4
		—	—	812.8	22.23	768.35	4637	552	2.554	432.2	463.7
		—	—	812.8	25.4	762.00	4560	628.32	2.554	491.9	456
		—	—	812.8	28.58	755.65	4485	704.01	2.554	551.2	448.5
850	**34**	—	—	863.6	6.35	850.90	5687	171.01	2.713	133.9	568.7
		—	10	863.6	7.925	847.75	5645	213.04	2.713	166.8	564.5
		Std	—	863.6	9.525	844.55	5602	255.57	2.713	200.1	560.2
		XS	20	863.6	12.7	838.20	5518	339.5	2.713	265.8	551.8
		—	30	863.6	15.88	831.85	5435	422.79	2.713	331	543.5
		—	40	863.6	17.48	828.65	5393	464.52	2.713	363.7	539.3
		—	—	863.6	19.05	825.50	5352	505.44	2.713	395.7	535.2
		—	—	863.6	22.23	819.15	5270	587.47	2.713	459.9	527
		—	—	863.6	25.4	812.80	5189	668.86	2.713	523.6	518.9
		—	—	863.6	28.58	806.45	5108	749.61	2.713	586.9	510.8

DN	NPS	Schedule		D_o	t	D_i	Inside area	Metal area	Outside Srf area	น้ำหนักท่อ	น้ำหนักน้ำ
(mm)	(inch)			(mm)	(mm)	(mm)	(cm^2)	(cm^2)	(m^2/m)	(kg/m)	(kg/m)
900	**36**	—	—	914.4	6.35	901.70	6386	181.15	2.873	141.8	638.6
		—	10	914.4	7.925	898.55	6341	225.69	2.873	176.7	634.1
		Std	—	914.4	9.525	895.35	6296	270.77	2.873	212	629.6
		XS	20	914.4	12.7	889.00	6207	359.76	2.873	281.7	620.7
		—	30	914.4	15.88	882.65	6119	448.12	2.873	350.8	611.9
		—	40	914.4	19.05	876.30	6031	535.84	2.873	419.5	603.1
		—	—	914.4	22.23	869.95	5944	622.94	2.873	487.7	594.4
		—	—	914.4	25.4	863.60	5858	709.39	2.873	555.4	585.8
		—	—	914.4	28.58	857.25	5772	795.22	2.873	622.6	577.2
1050	**42**	—	—	1066.8	6.35	1054.1	8727	211.55	3.352	165.6	872.7
		Std	—	1066.8	9.525	1047.8	8622	316.38	3.352	247.7	862.2
		XS	20	1066.8	12.7	1041.4	8518	420.57	3.352	329.3	851.8
		—	30	1066.8	15.88	1035.1	8414	524.13	3.352	410.3	841.4
		—	40	1066.8	19.05	1028.7	8311	627.05	3.352	490.9	831.1
		—	—	1066.8	25.4	1016	8107	831	3.352	650.6	810.7
		—	—	1066.8	31.75	1003.3	7906	1032.4	3.352	808.3	790.6
		—	—	1066.8	38.1	990.6	7707	1231.3	3.352	964	770.7

ตาราง ข.2 ความดันสูงสุดที่ท่อ Carbon Steel ASTM A53 และ ASTM A106 เกรด B รับได้ ตามมาตรฐาน ASME B31.3

Maximum Allowable Pressure (Bar)											
Nominal Size (mm)	Schedule		Wall Thickness (mm)	Temperature (°C)							
				-67	205	260	350	370	400	430[1)]	450
				Maximum Allowable Stress (MPa)							
				137.8	137.8	130.2	117.1	115.7	89.57	74.41	59.94
	STD	40	2.77	344.16	344.16	325.28	292.55	289.1	223.72	185.89	149.72
	XS	80	3.73	480.92	480.92	454.66	408.78	403.96	312.6	259.69	209.18
		160	4.78	628.3	628.3	593.78	534.04	527.77	408.37	339.29	273.33
15	XXS		7.47	982.45	982.45	928.36	835.07	825.22	638.57	530.53	427.39
	STD	40	2.87	280.7	280.7	265.26	238.6	235.78	182.45	151.58	122.09
	XS	80	3.91	394.18	394.18	372.47	335.06	331.06	256.17	212.83	171.42
		160	5.56	581.52	581.52	549.55	494.29	488.43	377.99	313.98	252.93
20	XXS		7.82	831.07	831.07	785.39	706.43	698.09	540.24	448.81	361.52
	STD	40	3.38	262.51	262.51	248.04	223.1	220.48	170.6	141.73	114.17
	XS	80	4.55	362.83	362.83	342.85	308.62	304.74	235.84	195.95	157.85
		160	6.35	524.81	524.81	495.94	446.06	440.82	341.12	283.39	228.27
25	XXS		9.09	770.3	770.3	727.93	654.76	647.04	500.7	415.95	335.06
	STD	40	3.56	216.14	216.14	204.21	183.69	181.55	140.49	116.72	94.04
	XS	80	4.85	301.78	301.78	285.18	256.51	253.48	196.16	162.95	131.25
		160	6.35	405.96	405.96	383.64	345.05	340.99	263.89	219.24	176.59
32	XXS		9.7	646.01	646.01	610.45	549.06	542.66	419.88	348.84	280.97
	STD	40	3.68	194.44	194.44	183.75	165.29	163.29	126.36	105.5	84.54
	XS	80	5.08	274.02	274.02	259	232.95	230.19	178.11	148	119.19
		160	7.14	397.38	397.38	375.99	338.16	334.16	258.58	214.83	173.08
40	XXS		10.16	587.79	587.99	555.47	499.66	493.74	382.05	317.42	255.69
	STD	40	3.91	163.78	163.78	154.68	139.25	137.59	106.45	88.47	71.24
	XS	80	5.54	236.53	236.53	223.51	201.05	198.71	153.78	127.74	102.87
		160	8.74	388.66	388.66	367.31	330.37	326.52	252.66	209.87	169.08
50	XXS		11.07	507.93	507.93	480.03	431.73	426.7	330.17	274.29	220.96
	STD	40	5.16	179.14	179.14	169.29	152.27	150.48	116.44	96.74	77.93
	XS	80	7.01	248.18	248.18	234.47	210.97	208.49	161.29	134.01	107.97
		160	9.53	346.15	346.15	327.14	294.2	290.76	225.03	186.93	150.55
65	XXS		14.02	530.81	530.81	501.59	451.16	445.85	344.98	286.62	230.88
	STD	40	5.49	155.58	155.58	149.69	132.22	130.63	101.08	83.99	67.66
	XS	80	7.62	219.86	219.68	207.8	186.93	184.72	142.9	118.71	95.63
		160	11.13	330.79	330.79	312.53	281.11	277.8	214.97	178.59	143.86
80	XXS		15.24	469.76	469.76	443.92	399.28	394.59	305.36	253.69	204.36
	STD	40	6.02	131.87	131.87	124.64	112.1	110.79	85.71	71.24	57.39
	XS	80	8.56	190.58	190.58	180.1	161.98	160.12	123.88	120.94	82.89
		120	11.13	251.9	251.9	238.05	214.07	211.59	163.71	136.01	109.95
		160	13.49	310.19	310.19	293.1	263.68	260.58	201.6	167.5	132.08
100	XXS		17.12	403.48	403.48	381.29	342.98	338.92	262.3	217.86	175.49
	STD	40	6.55	115.61	115.61	109.21	98.25	97.08	75.1	62.43	50.38
	XS	80	9.53	170.6	170.6	161.22	145.03	143.31	110.93	92.12	74.21
		120	12.7	231.3	231.3	218.55	196.57	194.3	150.34	124.92	100.59
		160	15.88	294.07	294.07	277.87	249.97	247.01	191.13	158.81	127.95
125	XXS		19.05	358.97	358.97	339.26	305.16	301.58	233.37	193.88	156.2
	STD	40	7.11	105.5	105.5	99.28	89.24	88.19	68.28	53.7	45.68
	XS	80	10.97	164.74	164.74	155.71	140.07	138.42	107.07	88.95	71.65
		120	14.27	217.45	217.45	205.53	184.48	182.65	141.38	117.47	94.6
150	XXS	160	18.26	283.25	283.25	267.68	240.74	237.84	184.1	152.96	123.19
		20	6.35	71.38	71.38	67.45	60.63	59.94	46.37	38.52	31
		30	7.04	79.24	79.24	74.89	67.32	66.56	51.47	42.79	34.45
	STD	40	8.18	92.46	92.46	87.37	78.55	77.65	60.08	49.95	40.24
		60	10.31	117.41	117.41	110.93	99.77	98.6	76.27	63.39	51.05
	XS	80	12.7	145.72	145.72	137.66	123.88	122.37	94.74	78.68	63.38
		100	150.9	174.52	174.52	164.88	148.34	146.55	113.41	94.26	75.93
		120	18.26	213.45	213.45	201.74	181.48	179.35	138.76	115.27	92.88
		140	20.62	243.08	243.08	229.71	206.56	204.15	157.99	131.25	105.69
	XXS		22.23	263.34	263.34	248.77	223.86	221.24	171.15	142.21	114.58
200		160	23.01	273.4	273.4	258.38	232.4	229.64	177.69	147.65	118.92

*ท่อ Carbon Steel ไม่เหมาะกับการใช้งานที่อุณหภูมิสูงกว่า 425C

ตาราง ข.2 ความดันสูงสุดที่ท่อ Carbon Steel ASTM A53 และ ASTM A106 เกรด B รับได้ตามมาตรฐาน ASME B31.3 (ต่อ)

Maximum Allowable Pressure (Bar)											
Nominal Size (mm)	Schedule		Wall Thickness (mm)	Temperature (°C)							
				-67	205	260	350	370	400	430[1)]	450
				Maximum Allowable Stress (MPa)							
				137.8	137.8	130.2	117.1	115.7	89.57	74.41	59.94
		20	6.35	56.98	56.98	53.88	48.44	47.89	37.07	30.8	24.8
		30	7.8	70.28	70.28	66.42	59.74	59.05	45.68	37.96	30.59
	STD	40	9.27	83.85	83.85	79.23	71.31	70.48	54.5	45.27	36.52
	XS	60	12.7	115.96	115.96	109.55	98.53	97.36	75.38	62.63	50.43
		80	15.09	138.63	138.63	130.98	117.81	116.44	90.12	74.83	60.28
		100	18.26	169.22	169.22	159.92	143.86	142.14	109.96	91.36	73.59
		120	21.44	200.36	200.36	189.34	170.32	168.25	130.22	108.17	87.16
	XXS	140	25.4	239.98	239.98	164.74	203.94	201.53	155.99	129.6	104.38
250		160	28.58	272.29	272.29	257.34	231.43	228.75	177	147.03	118.44
		20	6.35	47.95	47.95	45.34	40.72	40.24	31.14	25.91	20.88
		30	8.38	63.59	63.59	60.08	54.02	55.4	41.34	34.31	27.63
	STD		9.53	72.41	72.41	68.42	61.53	60.84	47.06	39.14	31.49
		40	10.31	78.54	78.54	74.21	66.76	66.01	50.15	42.44	34.17
	XS		12.7	97.22	97.22	91.91	82.68	81.65	63.18	52.5	42.3
		60	14.27	109.69	109.69	103.63	93.22	92.12	71.31	59.25	47.68
		80	17.48	135.25	135.25	128.5	114.92	113.62	87.92	73.03	58.84
		100	21.44	167.36	167.36	158.19	142.27	140.62	108.79	90.4	72.83
	XXS	120	25.4	200.15	200.15	189.13	170.11	168.11	130.08	108.04	87.02
		140	28.58	226.82	226.82	214.35	192.78	190.51	147.44	122.44	98.66
300		160	33.32	267.4	267.4	252.73	227.3	224.61	173.83	144.41	116.3
		10	6.35	43.61	43.61	41.2	37.07	36.65	28.31	23.56	18.95
		20	7.92	54.57	54.57	51.61	46.44	45.89	35.48	29.49	23.77
	STD	30	9.53	65.8	65.8	62.22	55.95	55.33	42.79	35.55	28.66
		40	11.13	77.17	77.17	73.1	65.59	64.77	50.16	41.68	33.55
	XS		12.7	88.33	88.33	83.51	75.1	74.21	57.39	47.68	38.45
		60	15.09	105.41	105.41	99.63	89.64	88.61	68.55	56.91	45.89
		80	19.05	134.21	134.21	126.84	114.1	112.72	97.23	72.48	58.36
		100	23.83	169.49	169.49	160.19	144.07	142.42	110.17	91.57	73.72
		120	27.79	199.33	199.33	188.37	169.43	167.43	129.6	107.62	86.75
		140	31.75	229.64	229.64	217.03	195.19	192.92	149.31	124.02	99.9
350		160	35.71	260.51	260.51	246.18	221.44	218.83	169.36	140.69	113.34
		10	6.35	38.1	38.1	36.03	32.38	31.97	24.74	20.6	16.6
		20	7.92	47.68	47.68	45.07	40.51	40.04	31	25.77	20.74
	STD	30	9.53	57.46	57.46	54.29	48.85	48.3	37.34	31	25.01
	XS	40	12.7	77.03	77.03	72.83	65.45	64.7	50.09	41.26	33.49
		60	16.66	101.76	101.76	96.18	86.54	85.5	66.14	54.98	44.3
		80	21.44	132.08	132.08	124.78	112.24	110.93	85.85	71.31	57.46
		100	26.19	162.74	162.74	153.78	138.35	136.7	105.76	87.85	70.76
		120	30.96	194.09	194.09	183.41	164.81	163.02	126.16	104.8	84.4
		140	36.53	231.3	231.3	218.55	196.57	194.3	150.34	124.92	100.59
400		160	40.49	258.24	258.24	244.04	219.52	216.97	167.84	139.45	112.38
		10	6.35	33.83	33.83	31.97	28.73	28.39	21.98	18.26	14.74
		20	7.92	42.3	42.3	39.96	35.97	35.55	27.49	22.87	18.39
	STD		9.53	50.99	50.99	48.16	43.34	42.86	33.14	27.56	22.19
	XS	30	11.13	59.67	59.67	56.43	50.71	50.16	38.79	32.25	25.98
			12.7	68.35	68.35	64.56	58.08	57.39	44.37	36.86	29.69
		40	14.27	76.96	76.96	72.76	65.45	64.63	50.02	41.55	33.49
		60	19.05	103.49	103.49	97.84	87.99	86.95	67.25	55.88	44.99
		80	23.83	130.43	130.43	123.26	110.86	109.55	84.75	70.42	56.7
		100	29.36	162.19	162.19	153.23	137.87	136.22	105.42	87.57	70.55
		120	34.93	194.64	194.64	183.89	165.43	163.5	126.5	105.07	84.68
		140	39.67	222.82	222.82	210.56	189.41	187.13	114.83	120.3	96.94
450		160	45.24	256.38	256.38	242.25	217.93	215.31	166.6	138.42	111.55
		10	6.35	30.38	30.38	28.73	25.74	25.56	19.77	16.4	13.23
	STD	20	9.53	45.82	45.82	43.27	38.93	38.52	29.76	24.74	19.91
	XS	30	12.7	61.39	61.39	58.01	52.16	51.54	39.89	33.14	26.66
		40	15.09	73.17	73.17	69.11	62.15	61.46	47.54	39.48	31.83
		60	20.62	100.8	100.8	95.22	85.64	84.68	65.52	54.43	43.82
		80	26.19	128.98	128.98	121.88	109.62	108.31	83.85	69.66	56.08
		100	32.54	161.71	161.71	152.87	137.46	135.8	105.14	87.3	70.35
		120	38.1	190.85	190.85	180.37	162.26	160.33	124.09	103.07	83.02
		140	44.45	224.75	224.75	212.42	191.06	188.79	146.14	121.4	97.77
500		160	50.01	254.5	254.5	240.94	216.75	214.21	165.77	137.66	110.93

*ท่อ Carbon Steel ไม่เหมาะกับการใช้งานที่อุณหภูมิสูงกว่า 425C

ภาคผนวก ค. คุณสมบัติของของไหล

ตาราง ค.1 ความหนาแน่นและความหนืดของน้ำที่อุณหภูมิต่างๆ

อุณหภูมิ T (^{o}C)	ความหนาแน่น ρ kg/m^3	Absolute Viscosity/ Dynamic Viscosity μ (N.s/m^2) x 10^{-3}	Kinematic Viscosity ν (x 10^{-6} m^2/s) *	ความดันไอ (kPa)**
0 (น้ำแข็ง)	916.2			
0	999.9	1.787	1.787	0.87
5	1000	1.519	1.519	0.92
10	999.7	1.307	1.307	1.18
20	998.2	1.002	1.004	2.29
30	995.7	0.798	0.801	4.27
40	992.2	0.653	0.658	7.43
50	988.1	0.547	0.553	12.36
60	983.2	0.467	0.475	19.89
70	977.8	0.404	0.413	31.10
80	971.8	0.355	0.365	47.32
90	965.3	0.315	0.326	70.16
100	958.4	0.282	0.294	101.3
100 (ไอน้ำ)	0.598			

* 1x10^{-6} m^2/s = 1 Centistroke

** 1 bar = 100 kPa

ตาราง ค.2 คุณสมบัติของไอน้ำอิ่มตัว

ความดันเกจ	จุดเดือด	ความร้อน หรือเอ็นทาลปี้			ความจุความร้อน	ความหนาแน่น
		น้ำ	ความร้อนแฝง	รวม		
(barG)	(^{o}C)	h_f (kJ/kg)	h_{fg} (kJ/kg)	h (kJ/kg)	c_p (kJ/kg)	(kg/m^3)
-0.5	81.35	340.57	2305.42	2645.99	1.9654	0.309
-0.4	85.95	359.93	2293.64	2653.57	1.979	0.366
-0.3	89.96	376.77	2283.3	2660.07	1.9919	0.423
-0.2	93.51	391.73	2274.05	2665.77	2.004	0.479
-0.1	96.71	405.21	2265.65	2670.85	2.0156	0.535
0	99.63	417.51	2257.92	2675.43	2.0267	0.59
0.1	102.32	428.84	2250.76	2679.61	2.0373	0.645
0.2	104.81	439.36	2244.08	2683.44	2.0476	0.7
0.3	107.13	449.19	2237.79	2686.98	2.0576	0.755
0.4	109.32	458.42	2231.86	2690.28	2.0673	0.809
0.5	111.37	467.13	2226.23	2693.36	2.0768	0.863
0.5	111.37	467.13	2226.23	2693.36	2.0768	0.863
0.6	113.32	475.38	2220.87	2696.25	2.086	0.916
0.7	115.17	483.22	2215.75	2698.97	2.095	0.97
0.8	116.93	490.7	2210.84	2701.54	2.1037	1.023
0.9	118.62	497.85	2206.13	2703.98	2.1124	1.076
1	120.23	504.71	2201.59	2706.29	2.1208	1.129
1.2	123.27	517.63	2192.98	2710.6	2.1372	1.235
1.4	126.09	529.64	2184.91	2714.55	2.1531	1.34
1.6	128.73	540.88	2177.3	2718.17	2.1685	1.444
1.8	131.2	551.45	2170.08	2721.54	2.1835	1.548
2	133.54	561.44	2163.22	2724.66	2.1981	1.651
2.5	138.87	584.28	2147.35	2731.63	2.2331	1.908
3	143.63	604.68	2132.95	2737.63	2.2664	2.163
3.5	147.92	623.17	2119.71	2742.88	2.2983	2.417
4	151.85	640.12	2107.42	2747.54	2.3289	2.669
4.5	155.47	655.81	2095.9	2751.7	2.3585	2.92
5	158.84	670.43	2085.03	2755.46	2.3873	3.17
5.5	161.99	684.14	2074.73	2758.87	2.4152	3.419
6	164.96	697.07	2064.92	2761.98	2.4424	3.667

ตาราง ค.2 คุณสมบัติของไอน้ำอิ่มตัว (ต่อ)

ความดันเกจ (barG)	จุดเดือด (^{o}C)	ความร้อน หรือเอ็นทาลปี้			ความจุความร้อน	ความหนาแน่น
		น้ำ	ความร้อนแฝง	รวม		
		h_f (kJ/kg)	h_{fg} (kJ/kg)	h (kJ/kg)	c_p (kJ/kg)	(kg/m^3)
6.5	167.76	709.3	2055.53	2764.84	2.469	3.915
7	170.42	720.94	2046.53	2767.46	2.4951	4.162
7.5	172.94	732.03	2037.86	2769.89	2.5206	4.409
8	175.36	742.64	2029.49	2772.13	2.5456	4.655
8.5	177.67	752.82	2021.4	2774.22	2.5702	4.901
9	179.88	762.6	2013.56	2776.16	2.5944	5.147
10	184.06	781.11	1998.55	2779.66	2.6418	5.638
11	187.96	798.42	1984.31	2782.73	2.6878	6.127
12	191.6	814.68	1970.73	2785.42	2.7327	6.617
13	195.04	830.05	1957.73	2787.79	2.7767	7.106
14	198.28	844.64	1945.24	2789.88	2.8197	7.596
15	201.37	858.54	1933.19	2791.73	2.862	8.085
16	204.3	871.82	1921.55	2793.37	2.9036	8.575
17	207.11	884.55	1910.27	2794.81	2.9445	9.065
18	209.79	896.78	1899.31	2796.09	2.9849	9.556
19	212.37	908.56	1888.65	2797.21	3.0248	10.047
20	214.85	919.93	1878.25	2798.18	3.0643	10.539
21	217.24	930.92	1868.11	2799.03	3.1034	11.032
22	219.55	941.57	1858.2	2799.77	3.1421	11.525
23	221.78	951.9	1848.49	2800.39	3.1805	12.02
24	223.94	961.93	1838.98	2800.91	3.2187	12.515
25	226.03	971.69	1829.66	2801.35	3.2567	13.012
26	228.06	981.19	1820.5	2801.69	3.2944	13.509
27	230.04	990.46	1811.5	2801.96	3.332	14.008
28	231.96	999.5	1802.65	2802.15	3.3695	14.508
29	233.84	1008.33	1793.94	2802.27	3.4069	15.009

ตาราง ค.3 ความถ่วงจำเพาะและความหนืดของของเหลวบางชนิด (Nayyar, 2000)

ของเหลว	จุดเดือด (°C)	ความถ่วงจำเพาะ		ความหนืด	
		ที่อุณหภูมิ (°C)	เทียบกับน้ำ ที่ (15.6 °C)	ที่อุณหภูมิ (°C)	Centistokes
Automotive crankcase oils					
SAE-5W		15.6	.88-.94	-17.8	1295 max
SAE-10W		15.6	.88-.94	-17.8	1295-2590
SAE-20W		15.6	.88-.94	-17.8	2590-10350
SAE-20		15.6	.88-.94	98.9	5.7-9.6
SAE-30		15.6	.88-.94	98.9	9.6-12.9
SAE-40		15.6	.88-.94	98.9	12.9-16.8
SAE-50		15.6	.88-.94	98.9	16.-22.7
Automotive gear oils					
SAE-75W		15.6	.88-.94	98.9	4.2 min
SAE-80W		15.6	.88-.94	98.9	7.0 min
SAE-85W		15.6	.88-.94	98.9	11.0 min
SAE-90W		15.6	.88-.94	98.9	14-25
SAE-140		15.6	.88-.94	98.9	25-43
SAE-150		15.6	.88-.94	98.9	43 min
Beer		15.6	1.01	20	1.8
Benzene (Benzol) C6H6	80.4	0 15.6	0.899 0.885	0 20	1.00 0.744
Bone oil		15.6	0.918	54.4 100	47.5 11.6
Boric acid, sat, H3BO3		8 15	1.014 1.025		
Bromine	58.8	20 0	 2.9	 20	 0.34
Butane-n	-0.5	 15.6	 0.584	 -1.1	0.52 0.35

ตาราง ค.3 ความถ่วงจำเพาะและความหนืดของของเหลวบางชนิด (ต่อ)

ของเหลว	จุดเดือด (°C)	ความถ่วงจำเพาะ		ความหนืด	
		ที่อุณหภูมิ (°C)	เทียบกับน้ำ ที่ (15.6 °C)	ที่อุณหภูมิ (°C)	Centistokes
Butyric acid n	162.5			20	1.61
		20	0.959	0	2.3cp
Calcium chloride					
5%		18.3	1.040	18.3	
25%		15.6	1.23	15.6	4.0
Carbolic acid (phenol)	182.2			18.3	11.83
		18.3	1.08	90	1.26cp
Chloroform	61.2	20	1.489	20	0.38
		60	1.413	60	0.35
Coconut oil		15.6	0.925	37.8	29.8-31.6
				54.4	14.7-15.7
Corn oil		15.6	0.924	54.4	28.7
				100	8.6
Crude oil					
48 API		15.6	0.79	15.6	3.8
		54.4	0.79	54.4	1.6
40 API		15.6	0.825	15.6	9.7
		54.4	0.805	54.4	3.5
35.6 API		15.6	0.847	15.6	17.8
		54.4	0.824	54.4	4.9
32.6 API		15.6	0.862	15.6	23.2
		54.4	0.84	54.4	7.1
Salt Creek		15.6	0.843	15.6	77
		54.4	0.82	54.4	6.1
Diethylene glycol		15.6	1.12	21.1	32
Diethyl ether	34.4	20	0.714	20	0.32

ตาราง ค.3 ความถ่วงจำเพาะและความหนืดของของเหลวบางชนิด (ต่อ)

ของเหลว	จุดเดือด (°C)	ความถ่วงจำเพาะ		ความหนืด	
		ที่อุณหภูมิ (°C)	เทียบกับน้ำ ที่ (15.6 °C)	ที่อุณหภูมิ (°C)	Centistokes
Diesel fuel oils					
2D				37.8	2-6
		15.6	.82-.95	54.4	1.-3.97
3D				37.8	6-11.75
		15.6	.82-.95	54.4	3.97-6.78
4D				37.8	29.8 max
		15.6	.82-.95	54.4	13.1 max
Gasolines					
a				15.6	0.88
		15.6	0.74	37.8	0.71
b				15.6	0.64
		15.6	0.72	37.8	
c				15.6	0.46
		15.6	0.68	37.8	0.40
Glycerine					
100%	290	20	1.260	20.3	648
				37.8	176
50%		20	1.13	20	5.29
				60	1.85cp
Glucose		15.6	1.35-1.44	37.8	7.7M-22M
				65.6	880-2420
Heptane-n	98.4	15.6	0.688	-17.8	0.928
				37.8	0.511
Hexane-n	68.7	15.6	0.664	-17.8	0.683
				37.8	0.401

ตาราง ค.3 ความถ่วงจำเพาะและความหนืดของของเหลวบางชนิด (ต่อ)

ของเหลว	จุดเดือด (°C)	ความถ่วงจำเพาะ		ความหนืด	
		ที่อุณหภูมิ (°C)	เทียบกับน้ำ ที่ (15.6 °C)	ที่อุณหภูมิ (°C)	Centistokes
Machine lubricants					
#8			.88-.94	37.8 54.4	23-34 13-18
#10			.88-.94	37.8 54.4	34-72 18-25
#20			.88-.94	37.8 54.4	72-83 25-39
#30			.88-.94	37.8 54.4	75-119 39-55
Cutting oils #1				37.8 54.4	30-40 17-23
#2				37.8 54.4	40-46 23-26

ตาราง ค.3 ความถ่วงจำเพาะและความหนืดของของเหลวบางชนิด (ต่อ)

ของเหลว	จุดเดือด (°C)	ความถ่วงจำเพาะ		ความหนืด	
		ที่อุณหภูมิ (°C)	เทียบกับน้ำ ที่ (15.6 °C)	ที่อุณหภูมิ (°C)	Centistokes
Ink, printers		15.6	1.0-1.4	37.8 54.4	550-2200 238-660
Kerosene		15.6	.78-.82	20	2.71
Jet fuel (av)	162.7	15.6	.82	-34.4	7.9
Linseed oil		15.6	.92-.94	37.8 54.4	30.5 18.94
Mercury	357.3 356.9	15.6	13.57	21.1 37.8	0.118 0.11
Methyl acetate	57.2	20	0.93	20 40	0.44 0.32cp
Methyl iodide	42.6	20	2.28	20 40	0.213 0.42cp
Milk		15.6	1.02-1.05	20	1.13
Molasses					
A, first		15.6	1.40-1.46	37.8 54.4	281-5070 151-1760
B, second		15.6	1.43-1.48	37.8 54.4	1410- 13.2M 660-3.3M

ตาราง ค.3 ความถ่วงจำเพาะและความหนืดของของเหลวบางชนิด (ต่อ)

ของเหลว	จุดเดือด (°C)	ความถ่วงจำเพาะ		ความหนืด	
		ที่อุณหภูมิ (°C)	เทียบกับน้ำ ที่ (15.6 °C)	ที่อุณหภูมิ (°C)	Centistokes
Olive oil	300	15.6	.91-.92	37.8 54.4	43.2 24.1
Palm oil		15.6	0.924	37.8 54.4	47.8 26.4
Peanut oil		15.6	0.92	37.8 54.4	42 23.4
Pentane-n	36	0 15.6	0.650 0.631	-17.8 26.7	0.508 0.342
Petrolatum		15.6	0.83	54.4 71.1	20.5 15
Petroleum ether		15.6	0.64	15.6	31(est)
Propionic acid	141.1	20	0.99	0 20	1.52cp 1.13
Propylene glycol		20	1.038	21.1	52
Quenching oil (typical)		15.6	.86-.89		100-120
Sodium chloride 5%		3.9	1.037	20	1.097
25%		3.9 15.6	1.196 1.19	15.6	2.4

ตาราง ค.3 ความถ่วงจำเพาะและความหนืดของของเหลวบางชนิด (ต่อ)

ของเหลว	จุดเดือด (°C)	ความถ่วงจำเพาะ		ความหนืด	
		ที่อุณหภูมิ (°C)	เทียบกับน้ำ ที่ (15.6 °C)	ที่อุณหภูมิ (°C)	Centistokes
Sodium hydroxide (caustic soda)					
20%		15.6	1.22	18.3	4.0
30%		15.6	1.33	18.3	10.0
40%		15.6	1.43	18.3	
Sugar solutions - Corn syrup					
86.4 Brix		15.6	1.459	37.8 82.2	180Mcp 1750cp
84.4 Brix		15.6	1.445	37.8 82.2	48Mcp 800cp
82.3 Brix		15.6	1.431	37.8 82.2	17Mcp 380cp
80.3 Brix		15.6	1.418	37.8 82.2	6900cp 230cp
78.4 Brix		15.6	1.405	37.8 82.2	3200cp 160cp
Sugar solution - Sucrose					
60 Brix		15.6	1.29	21.1 37.8	49.7 18.7
64 Brix		15.6	1.31	21.1 37.8	95.2 31.6
68 Brix		15.6	1.338	21.1 37.8	216.4 59.5
72 Brix		15.6	1.36	21.1 37.8	595 138.6
74 Brix		15.6	1.376	21.1 37.8	1210 238
76 Brix		15.6	1.39	21.1 37.8	2200 440

ตาราง ค.3 ความถ่วงจำเพาะและความหนืดของของเหลวบางชนิด (ต่อ)

ของเหลว	จุดเดือด (°C)	ความถ่วงจำเพาะ		ความหนืด	
		ที่อุณหภูมิ (°C)	เทียบกับน้ำ ที่ (15.6 °C)	ที่อุณหภูมิ (°C)	Centistokes
Sulfuric acid 100%		20	1.839	20 60	14.6 7.2cp
95%		20	1.839	20	14.5
60%		20	1.50	20	4.4
20%		20	1.14		
Triethylene glycol		20	1.125	21.1	40
Turpentine	160	15.6	.86-.87	37.8 54.4	86.6-95.2 39.9-44.3
Varnish, spar		15.6	0.9	20 37.8	313 143
Water					
distilled		15.6	1.00	20	1.0038
fresh		15.6	1.0	15.6 54.4	1.13 0.55
sea		15.6	1.03		1.15

ตาราง ค.4 ความดันบรรยากาศที่ระดับความสูงต่างๆ

ความสูงจากระดับน้ำทะเล h (Meter)	ความดันบรรยากาศ p_{atm} (kPa)
-1000	113.9
-800	111.3
-600	108.7
-400	106.2
-200	103.8
-100	102.5
0	101.3
100	100.1
200	98.9
400	96.6
600	94.3
800	92.1
1,000	89.9
1,200	87.7
1,400	85.6
1,600	83.5
1,800	81.5
2,000	79.5
2,500	74.7
3,000	70.1
4,000	61.6
5,000	54.0
6,000	47.2
7,000	41.1
8,000	35.6
9,000	30.7
10,000	26.4

ประมาณได้ด้วยสมการ $p_{atm} = 101.325 \times (1 - 2.25577 \times 10^{-5} h)^{5.25588}$

บรรณานุกรม

ASHRAE, 2000. ASHRAE Handbook – HVAC Systems and Equipment, The American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.

ASHRAE, 2001. ASHRAE Handbook – Fundamental , The American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.

ASHRAE, 2002. ASHRAE Handbook – Refrigeration, The American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.

Atlas-Copco, 1998. Compressed Air Manual, 6th edition.

Avallone, E. A. and T. Baumeister III, 1996. Marks' Standard Handbook for Mechanical Engineers, McGraw – Hill.

Bell, A. Jr., 2000. HVAC : equations, data, and rules of thumb, McGraw Hill.

Bureau of Energy Efficiency (BEE), India, 2004. Best Practice Manual – Fluid Piping Systems and Insulations (Draft).

Calpeda, 2003. Pump Catalogue 50Hz, Edition January 2003.

Carrier, 1965. Hand Book of Air Conditioning System Design, McGraw Hill.

Crane Technical Paper 410, 1985. Flow of Fluids through Valves, Fittings and Pipe, The Crane Company, New York

Engineering Toolbox, http://www.engineeringtoolbox.com

Frankel, M. 2002. Facility Piping System Design, 2nd edition, McGraw-Hill.

Hunter, R. B., 1941. Water Distributing System for Buildings, NBS Report BMS 79, National Institute of Standards and Technology.

ITT, Marlow Pumps Prime Line® Self-Priming Centrifugal Pumps TECHNICAL DATA

Karassik, I. J., Messina, J. P., Cooper, P. and Heald, C. C. (Editor), 2001. Pump Handbook, 3rd Edition, McGraw-Hill.

Nayyar, Mohinder L., 2000. Piping Handbook, 7th edition, McGraw-Hill.

Sanks, Robert L. (editor), 1998. Pumping station design — 2nd edition, Butterworth-Heinemann.

Smith, E. H., 1994. Mechanical Engineer's Reference Book,Twelfth edition, Butterworth-Heinemann.

Spirax-Sarco, 2005. Steam Engineering.

Swamee, P. K., and A. K. Jain, 1976. Explicit equations for pipe flow problems, Journal of the Hydraulic Division, Proc. of the American Society of Civil Engineers, 102, 657-664 (May 1976).

กรมพัฒนาพลังงานทดแทนและอนุรักษ์พลังงาน (พ.พ.) 2547 ร่างตำราฝึกอบรมผู้รับผิดชอบด้านพลังงาน (ผชพ) PRE อาวุโสด้านความร้อน

วริทธิ์ อึ๊งภากรณ์ 2551 การออกแบบระบบท่อภายในอาคาร ว.ส.ท.

สมาคมวิศวกรรมสถานแห่งประเทศไทย ในพระบรมราชูปถัมภ์ 2543 มาตรฐานการเดินท่อภายในอาคาร (มาตรฐาน ว.ส.ท. 1004-16)

สมาคมวิศวกรรมสถานแห่งประเทศไทย ในพระบรมราชูปถัมภ์ 2551 มาตรฐานการป้องกันอัคคีภัย (มาตรฐาน วสท. 3002-51)

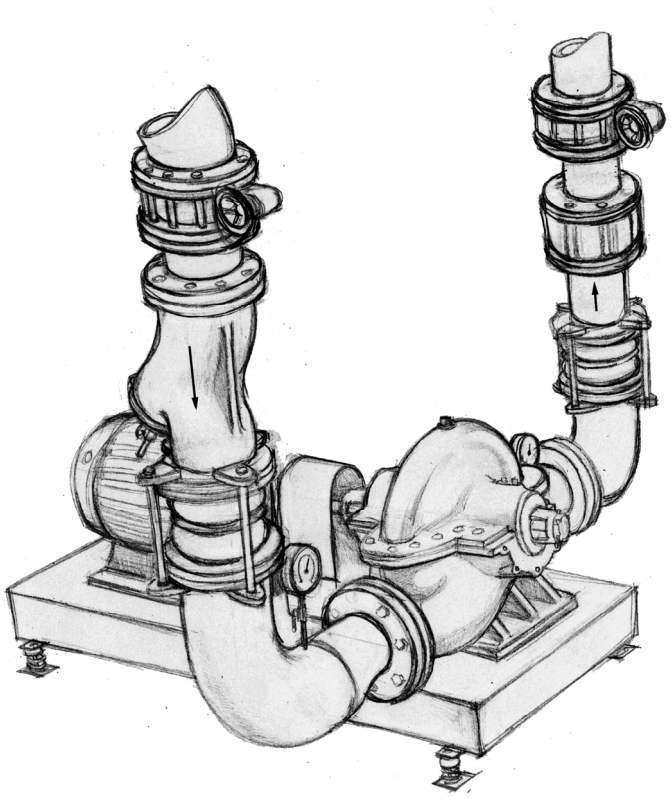
สำนักเทคโนโลยีความปลอดภัย กรมโรงงานอุตสาหกรรม “คู่มือปฏิบัติงานตาม ประกาศกระทรวงอุตสาหกรรม เรื่อง การป้องกันและระงับอัคคีภัยในโรงงาน พ.ศ. 2552”

กฎกระทรวงแรงงาน กำหนดมาตรฐานในการบริหาร จัดการ และดาเนินการด้านความปลอดภัย อาชีวอนามัย และสภาพแวดล้อมในการทางานเกี่ยวกับการป้องกันและระงับอัคคีภัย พ.ศ. 2555

พระราชบัญญัติควบคุมอาคาร (ฉบับที่ 3) พ.ศ. 2543

ประกาศกระทรวงอุตสาหกรรม เรื่อง การป้องกันและระงับอัคคีภัยในโรงงาน พ.ศ. 2552

มาตรฐานผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรม มอก. 2541 2555 ข้อกำหนดในการป้องกันอัคคีภัย



การออกแบบระบบท่อทางวิศวกรรม

Engineering Piping System Design

ฉบับปรับปรุง มิ.ย. 2560

http://www.dulyachot.me.engr.tu.ac.th/pipebook.pdf