การวางแผนและออกแบบ
งานสูบน้ำ

ดร. วิบูลย์ บุญยธโรกุล

การวางแผนและออกแบบงานสูบน้ำ

การวางแผนและออกแบบ
งานสูบน้ำ

แปลและเรียบเรียงโดย

ดร. วิบูลย์ บุญยธโรกุล

ชป.บ. เกียรตินิยม (เกษตร)

M.S (Univ. of California, Davis), Ph.D (Colorado State)

ศูนย์การศึกษาต่อเนื่อง

สถาบันเทคโนโลยีแห่งเอเชีย

(Asian Institute of Technology, AIT)

การวางแผนและออกแบบงานสูบน้ำ

ราคา 275 บาท

สงวนลิขสิทธิ์ตามกฎหมาย
ห้ามลอกเลียนส่วนใดส่วนหนึ่งของหนังสือเล่มนี้
โดยมิได้รับอนุญาตจากผู้แปลเป็นลายลักษณ์อักษร

คำนำ

ตั้งแต่ปี พ.ศ. 2532 ศูนย์การศึกษาต่อเนื่อง สถาบันเทคโนโลยีแห่งเอเชีย (AIT) ได้ร่วมมือกับ EBARA Hatakeyama Memorial Fund (EHMF) แห่งประเทศญี่ปุ่น จัดการฝึกอบรมนานาชาติในหัวข้อ Planning and Design of Pumping Works ขึ้นที่ AIT อย่างต่อเนื่องกันมาทุกปีเว้นปี เอกสารประกอบการฝึกอบรมดังกล่าวจัดทำขึ้นโดยวิศวกรของบริษัท EBARA ซึ่งเป็นบริษัทผู้ผลิตปั๊มที่มีชื่อเสียงของประเทศญี่ปุ่น และได้มีการแก้ไขเพิ่มเติมเนื้อหาทุกครั้งที่นำมาใช้ใหม่ เอกสารดังกล่าวนอกจากใช้ในการฝึกอบรมที่ AIT แล้ว ยังใช้กับโครงการฝึกอบรมซึ่ง EHMF จัดให้กับหน่วยงานอื่นๆ ของประเทศไทย เช่น กรมชลประทาน ด้วย

ผู้ที่ใช้เอกสารฉบับภาษาอังกฤษต่างเล็งเห็นถึงคุณประโยชน์ของเนื้อหาซึ่งได้รวบรวมไว้เป็นอย่างดี และเห็นว่าจะมีประโยชน์แก่วิศวกรไทยเป็นจำนวนมากถ้าได้มีการแปลเป็นภาษาไทย ผู้แปลซึ่งเคยเขียนตำราเรื่อง "ปั๊มและระบบสูบน้ำ" และรับผิดชอบในการจัดการฝึกอบรมนานาชาติร่วมกับ EHMF จึงได้รับการขอร้องจาก คุณสนั่น ศิริอ่อน นายช่างใหญ่ฝ่ายกิจกรรมพิเศษของกรมชลประทาน ให้ดำเนินการในเรื่องนี้ โดยได้รับความเห็นชอบจาก EHMF

ผู้แปลขอขอบคุณ Mr. K. Kawaguchi, Chief Executive Officer ของ EHMF ซึ่งเป็นผู้ริเริ่มโครงการฝึกอบรมนานาชาติในหัวข้อดังกล่าวข้างต้นขึ้นที่ AIT และให้การสนับสนุนในการแปลและเรียบเรียงเป็นภาษาไทยขึ้น ขอขอบคุณคุณกัลยา เมืองแสน ที่ช่วยพิมพ์ต้นฉบับ และอาจารย์พินัย ทองสวัสดิ์วงศ์ ที่ช่วยจัดทำรูปเล่มให้

คุณประโยชน์ที่ผู้อ่านได้รับจากหนังสือเล่มนี้ ผู้แปลขอให้ถือว่าเป็นผลงานของคณะวิศวกรของบริษัท EBARA ซึ่งร่วมกันจัดทำต้นฉบับภาษาอังกฤษขึ้น

ดร. วิบูลย์ บุญยธโรกุล
รองผู้อำนวยการ
ศูนย์การศึกษาต่อเนื่อง
สถาบันเทคโนโลยีแห่งเอเชีย
มิถุนายน 2540

สารบัญ

คำนำ. ..... (จ)

บทที่ 1 เทคโนโลยีพื้นฐานของปั๊ม. 1

1.1 หลักการของปั๊มเทอร์โบ 1

(1) สมการของออยเลอร์ (Euler's Equation) 1

(2) ลักษณะความสัมพันธ์ระหว่างเฮดกับอัตราการสูบ 3

(3) กฎแห่งความคล้ายคลึง (Affinity Laws) 4

(4) ความเร็วจำเพาะ (Specific Speed) 7

(5) วิธีการออกแบบ 8

1.2 การจำแนกประเภทปั๊มเทอร์โบ 10

1.3 ลักษณะการทำงานของปั๊มเทอร์โบ 14

(1) ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราสูบและขนาดของปั๊ม 14

(2) เฮดรวม (Total Head) ของปั๊ม 16

(3) ประสิทธิภาพและกำลังงานที่ต้องการ 18

(4) ผลกระทบของความเร็วจำเพาะต่อลักษณะการทำงานของปั๊ม 18

(5) คาวิเตชั่น (Cavitation) และความสามารถในการดูดของปั๊ม 20

บทที่ 2 การวางโครงการเบื้องต้น. 27

2.1 การพิจารณาวางโครงการ 27

2.2 การเลือกที่ตั้งโครงการและการตรวจสอบ 28

(1) เงื่อนไขทั่วๆ ไปเกี่ยวกับการเลือกสถานที่ 28

(2) การพิจารณาตามลักษณะงาน 28

(3) รายการที่ต้องตรวจสอบ 29

2.3 รูปแบบของสถานีสูบน้ำ 30

บทที่ 3 การพิจารณาทางชลศาสตร์. 37

3.1 อัตราการสูบและจำนวนปั๊มที่ต้องการ 37

(1) ความสามารถในการปรับตัวให้เข้ากับความต้องการน้ำที่ไม่คงที่ 37

(2) ค่าลงทุนและค่าใช้จ่ายประจำ 38

(3) ความเชื่อถือได้ของสถานี 38

(4) พื้นที่สำหรับติดตั้งและอัตราการสูบใช้งาน 38

(5) การใช้ปั๊มขนาดมาตรฐานของตลาด 38

3.2 การหาเฮดรวม (Total Head) 39
(1) ปั๊มทำงานแบบดูดยก (Suction Lift) 39
(2) การทำงานเมื่อมีแรงดันทางด้านดูด (Suction Pressure) 40
(3) การติดตั้งปั๊มเพลาตั้งแบบจุ่ม (Vertical Wet Pit) 40
3.3 กราฟเฮดของระบบและจุดทำงานของปั๊ม 42
(1) กราฟเฮดของระบบ (System Head Curves) 42
(2) จุดทำงานของปั๊ม (Operating Point) 43
(3) เมื่อปั๊มหลายเครื่องทำงานร่วมกัน 46
3.4 การควบคุมการจ่ายจากปั๊ม 47
(1) ควบคุมโดยใช้วาล์ว 47
(2) ควบคุมโดยจำนวนปั๊ม 47
(3) ควบคุมโดยการปรับความเร็วรอบ 48
(4) ควบคุมโดยการปรับขนาดใบพัด 50
(5) ควบคุมโดยการปรับมุมใบพัด 51
3.5 ข้อจำกัดในการใช้ปั๊ม 52
3.6 ความถี่ในการเปิด-ปิดปั๊ม 53
บทที่ 4 การเลือกปั๊มและอุปกรณ์ 57
4.1 ประเภทของปั๊มและความเร็วรอบ 57
(1) การเลือกประเภทปั๊ม 57
(2) การเลือกความเร็วรอบ 58
(3) ทิศทางของเพลา 59
4.2 ต้นกำลังและกำลังงานที่ต้องการ 61
(1) การเลือกต้นกำลัง 61
(2) การหากำลังงานที่ต้องการ 61
(3) มอเตอร์และวิธีสตาร์ต 63
(4) เครื่องยนต์และส่วนประกอบ 69
(5) อุปกรณ์ส่งกำลังงาน 74
4.3 ขั้นตอนในการเลือกปั๊ม 76
4.4 วาล์วและท่อ 80
(1) วาล์ว 80
(2) ท่อประธาน 80
(3) ท่อดูด (Suction Piping) 82
(4) ท่อจ่าย (Discharge Piping) 85
(5) การพิจารณาเรื่องการกระทุ้งของน้ำ (Water Hammer) 86

4.5 การพิจารณาเลือกวัสดุ 86
(1) ใบพัด (Impeller) 86
(2) เรือนปั๊ม (Casing) 87
(3) เพลา (Shaft) 89

บทที่ 5 การออกแบบโรงสูบน้ำ 91
5.1 รูปแบบของโรงสูบน้ำ 91
(1) รูปแบบทางโครงสร้าง 91
(2) การจัดวางปั๊มและต้นกำลัง 93
(3) มิติของโรงสูบน้ำ 96
(4) การพิจารณาอื่นๆ 99
5.2 น้ำหนักบรรทุกบนอาคารสูบน้ำ 100
(1) น้ำหนักบรรทุกบนฐานราก 100
(2) น้ำหนักของปั๊มขณะทำงาน 100
5.3 การออกแบบบ่อสูบ (Suction Sump) 101
(1) วังน้ำวนดูดอากาศ 101
(2) การไหลปั่นป่วนในบ่อสูบ 102
(3) รูปแบบของบ่อสูบ 102
(4) ทางเข้าสู่ท่อดูดในบ่อสูบ 103
(5) การทดสอบแบบจำลองบ่อสูบ 105
(6) การจำลองด้วยคอมพิวเตอร์ 109
5.4 การออกแบบทางด้านจ่าย 111
(1) การออกแบบท่อส่ง 111
(2) บ่อรับน้ำ 112
5.5 การควบคุมตะกอนทราย 113
(1) ปัญหาตะกอนในงานสูบน้ำ 113
(2) หลักการป้องกัน 113
(3) รูปแบบของบ่อดักตะกอน 116
5.6 การกำจัดขยะที่ลอยมากับน้ำ 118
(1) ตะแกรงกันขยะ 118
(2) เครื่องเก็บขยะ 118
(3) เครื่องลำเลียงขยะ 122

บทที่ 6 อุปกรณ์ไฟฟ้าและการควบคุม 125
6.1 อุปกรณ์ไฟฟ้ากำลัง 125
(1) กำลังไฟฟ้าที่ได้รับและการลดแรงดัน 125

(2) การจ่ายกระแสไฟฟ้า 125
(3) การจัดวางสวิตช์เกียร์ (Switchgear) 126
(4) เครื่องกำเนิดไฟฟ้า 128
6.2 วิธีและขั้นตอนในการควบคุมการทำงาน 130
(1) วิธีการควบคุม 131
(2) ผัง P&I และขั้นตอนการทำงาน 132
6.3 เครื่องควบคุมและเฝ้าสังเกตการทำงาน 132
(1) แผงสวิตช์ควบคุมการทำงาน 132
(2) เครื่องเฝ้าสังเกตการทำงาน 132
6.4 วิธีการวางแผนและออกแบบ 134
บทที่ 7 การประเมินโครงการในเชิงเศรษฐศาสตร์. 137
7.1 การพิจารณาโครงการ 137
7.2 วิธีการประเมินโครงการ 138
(1) การประเมินโครงการ 138
(2) การวิเคราะห์อัตราส่วนผลประโยชน์ต่อค่าลงทุน 138
7.3 ตัวอย่างการประเมินโครงการชลประทาน 142
(1) เงื่อนไขในการออกแบบและส่วนประกอบของเครื่อง 142
(2) การประมาณราคาค่าลงทุน 142
(3) การประมาณราคาค่าดำเนินการ 142
(4) ค่าใช้จ่ายประจำปีของโครงการ 145
7.4 ตัวอย่างโครงการป้องกันน้ำท่วม 146
(1) ลักษณะของโครงการ 146
(2) การกำหนดทางเลือก 146
(3) การประเมินโครงการในเชิงเศรษฐศาสตร์ 147
บทที่ 8 การสูบน้ำเพื่อการชลประทานและการระบายน้ำ. 149
8.1 การหาขนาดของสถานีสูบน้ำ 149
(1) ขนาดของสถานีสูบน้ำเพื่อการชลประทาน 150
(2) ขนาดของสถานีเพื่อการระบายน้ำ 151
8.2 เฮดของสถานีสูบน้ำ 153
(1) ที่ตั้งของสถานีสูบน้ำ 153
(2) ระดับน้ำและเฮดของสถานีสูบน้ำเพื่อการชลประทาน 153
(3) ระดับน้ำและเฮดของสถานีสูบระบายน้ำ 154
8.3 การจำลองการระบายน้ำ 156
(1) ปริมาณน้ำท่าและขีดความสามารถของสถานี 156

(2) การหาจำนวนเครื่องสูบน้ำ 159
(3) ช่วงการทำงานของปั๊ม 159
(4) การจำลองการเปลี่ยนแปลงระดับน้ำ 161
8.4 ระบบสูบน้ำเพื่อการชลประทาน 162
(1) ระบบส่งน้ำชลประทาน 162
(2) ตัวควบคุมและวิธีการควบคุม 164
(3) การควบคุมโดยอัตโนมัติ 165
(4) การใช้ระบบควบคุมอัตโนมัติ 166
8.5 การควบคุมสำหรับงานสูบระบายน้ำ 169
(1) การเลือกจำนวนปั๊มให้เดินเครื่อง 169
(2) การควบคุมโดยการปรับมุมใบพัด 170
8.6 ตัวอย่างของสถานีสูบน้ำ 173
บทที่ 9 การสูบน้ำเพื่อการประปา 177
9.1 ระบบประปา 177
9.2 ปั๊มที่ใช้ในงานประปา 179
9.3 อัตราการไหลและการควบคุมความดัน 183
(1) การควบคุมอัตราการสูบ 184
(2) การควบคุมความดันใช้งาน 185
9.4 การอนุรักษ์พลังงาน 188
(1) การปรับขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของใบพัด 190
(2) การให้ปั๊มหลายขนาดทำงานร่วมกัน 191
(3) การใช้ต้นกำลังที่ปรับความเร็วรอบได้ 191
(4) การเปรียบเทียบวิธีประหยัดพลังงาน 192
(5) การเลือกขนาดท่อส่งน้ำ 193
(6) สถานีเพิ่มความดัน 195
9.5 ลักษณะเฉพาะของวาล์ว 196
(1) วัตถุประสงค์และชนิดของวาล์ว 196
(2) การเสียเฮดจากการไหลผ่านวาล์ว 200
(3) สัมประสิทธิ์ของสมรรถนะของวาล์ว 201
(4) ลักษณะเฉพาะในแง่คาวิเตชั่น 202
บทที่ 10 การสูบน้ำในงานกำจัดน้ำเสีย 205
10.1 ระบบน้ำเสียในเขตเมือง 205
(1) การกำหนดสมรรถนะของปั๊ม 206
(2) ระดับน้ำ 207

(3) กำลังงานที่ต้องการ 207
(4) จำนวนปั๊มที่ต้องการ 207
10.2 ปั๊มสำหรับงานรวบรวมและกำจัดน้ำเสีย 208
(1) ปั๊มน้ำโสโครก (Raw Sewage Pump) 208
(2) ปั๊มระบายน้ำฝน 211
(3) ปั๊มสูบเลน (Sludge Pump) 211
(4) ปั๊มเกลียว (Screw Pump) 212
10.3 การควบคุมปั๊มในระบบกำจัดน้ำเสีย 213
(1) การควบคุมโดยจำนวนปั๊ม 215
(2) การควบคุมโดยต้นกำลังที่ปรับความเร็วรอบได้ 217
(3) การควบคุมอัตโนมัติแบบวงรอบ 218
10.4 การระบายน้ำจากพื้นที่ลุ่ม 222

ภาคผนวกที่ 1 ข้อมูลสำหรับคำนวณการเสียเฮด. 229
A1.1 การเสียเฮดในท่อและอุปกรณ์ 229
(1) การเสียเฮดความฝืดในท่อตรง 229
(1) การเสียเฮดในอุปกรณ์ท่อ 231
(3) การเสียเฮดที่วาล์ว 238
(4) การเสียเฮดที่ตะแกรงกันขยะ 239
A1.2 แผนภาพสำหรับหาการเสียเฮดโดยสูตรของ Hazen-Williams 241

ภาคผนวกที่ 2 ปั๊มที่มีจำหน่าย. 243
A2.1 ขอบเขตการทำงาน 243
A2.2 ปั๊มสำหรับเฮดสูง 243
(1) ปั๊ม Radial Flow แบบเพลานอน ใบพัดชั้นเดียว 244
(2) ปั๊ม Radial Flow แบบหอยโข่ง ใบพัดหลายชั้น 246
(3) ปั๊ม Radial Flow แบบดูดสองด้าน 248
(4) ปั๊มเพลาตั้งแบบมีครีบผันน้ำ ใบพัดหลายชั้น 250
A2.3 ปั๊มสำหรับเฮดขนาดกลาง 252
(1) ปั๊มหอยโข่งแบบเพลานอน ใบพัดแบบ Mixed Flow 253
(Horizontal Shaft Volute Type Mixed Flow Pump)
(2) ปั๊มหอยโข่งแบบเพลาตั้งใบพัดแบบ Mixed Flow 254
(Vertical Shaft Volute Type Mixed Flow Pump)
(3) ปั๊มเพลาตั้งแบบมีครีบผันน้ำใบพัดแบบ Mixed Flow 256
(Vertical Shaft Diffuser Casing Mixed Flow Pump)
A2.4 ปั๊มสำหรับเฮดต่ำ 257

(1) ปั๊มเฮดต่ำใบพัดแบบ Mixed Flow 258
(2) ปั๊มเฮดต่ำใบพัดแบบ Axial Flow 260
A2.5 ปั๊มจุ่มที่ต้นกำลังเป็นมอเตอร์ 263
(1) ปั๊มน้ำเสียแบบหอยโข่ง (Volute Type Sewage Pump) 263
(2) ปั๊มจุ่มแบบมีครีบผันน้ำใบพัดแบบ Mixed และ Axial Flow 265
(Diffuser Type Mixed and Axial Flow Pump)

ภาคผนวกที่ 3 แผนภาพกระบวนการและเครื่องวัด 269
A3.1 ปั๊มเพลานอนขับเคลื่อนด้วยมอเตอร์ปรับความเร็วรอบได้ 269
(1) แผนภาพกระบวนการและเครื่องวัด (P&I Diagram) 269
(2) แผนภาพการทำงาน 270
(3) แผนภาพลำดับขั้นตอน 271
(4) การทำงานของอุปกรณ์ระบบป้องกัน 272
A3.2 ปั๊มแบบเพลาตั้ง ต้นกำลังเป็นเครื่องยนต์ 273
(1) แผนภาพกระบวนการและเครื่องวัด (P&I Diagram) 273
(2) แผนภาพการทำงาน 274
(3) แผนภาพลำดับขั้นตอน 275
(4) การทำงานของอุปกรณ์ระบบป้องกัน 277
A3.3 รายการของเครื่องวัดที่ใช้ 278
(1) เครื่องวัดระดับน้ำพร้อมเครื่องส่งสัญญาณ 278
(2) เครื่องวัดอัตราการไหลของน้ำพร้อมเครื่องส่งสัญญาณ 280
(3) เกจ์วัดการเปิดของวาล์วและความดัน 282

ภาคผนวกที่ 4 การกระทุ้งของน้ำและการป้องกัน 283
A4.1 ปรากฏการณ์การกระทุ้งของน้ำ 283
A4.2 การวิเคราะห์การกระทุ้งของน้ำ 284
A4.3 มาตรการป้องกันกรณีที่กระแสไฟฟ้าขัดข้อง 286
(1) มาตรการป้องกันความดันที่เพิ่มสูงขึ้น 286
(2) มาตรการป้องกันความดันที่ลดลง 287
A4.4 ปรากฏการณ์ชั่วขณะอื่นๆ 291
(1) การเปิดปั๊ม 291
(2) การปิดปั๊ม 291
(3) ตำแหน่งของวาล์วอยู่ไกลจากปั๊ม 292
A4.5 แผนภาพการกระทุ้งของน้ำ 292
(1) ข้อมูลทางเทคนิคของปั๊ม 293
(2) สัมประสิทธิ์ของผลกระทบจากมู่เล่ 293

(3) ความเร็วของการไหล 294
(4) ความเร็วของคลื่นความดัน (a) 294
(5) ค่าคงที่สำหรับท่อ (2ρ) 294
(6) ระยะเวลาเดินทางของคลื่นความดัน (μ) 294
A4.6 การคำนวณปล่องจำกัดคลื่นความดัน (Surge Tank) แบบธรรมดา 305
ภาคผนวกที่ 5 การทดสอบสมรรถนะของปั๊ม 309
A5.1 เงื่อนไขในการทดสอบและเครื่องมือที่ใช้ 309
(1) ของเหลวที่ใช้ทดสอบ 309
(2) ความเร็วที่ใช้ทดสอบ 309
(3) จุดที่ทำการวัด 309
(4) เครื่องมือที่ใช้ทดสอบ 310
A5.2 วิธีการทดสอบ 311
(1) เฮดรวม 311
(2) อัตราการสูบ 315
(3) ความเร็วรอบ 318
(4) กำลังงานที่ต้องการ 318
A5.3 การวิเคราะห์ผลการทดสอบ 318
(1) ความแม่นยำในการวัด 318
(2) การแปลงค่าผลการทดลอง 319
(3) การบันทึกผลการทดสอบและการพิสูจน์ว่าจริง 320
A5.4 การทดสอบแบบจำลอง 323
(1) ขอบเขตและขนาดของแบบจำลอง 323
(2) เฮดที่ใช้ทดสอบ 323
(3) การแปลงค่าประสิทธิภาพของปั๊ม 324
(4) การแปลงค่ามาเป็นสมรรถนะในการทำงานของปั๊มต้นแบบ 325
A5.5 ข้อกำหนดและมาตรฐานที่ใช้อ้างอิง 325
ตารางแปลงหน่วย 327

บทที่ 1

เทคโนโลยีพื้นฐานของปั๊ม

ในบรรดาปั๊มหรือเครื่องสูบประเภทต่างๆ ที่ใช้ในการขับดันของเหลวจากจุดหนึ่งไปยังอีกจุดหนึ่งนั้น **ปั๊มเทอร์โบ** *(Turbo Pump) ซึ่งแยกออกได้เป็น ชนิดอาศัยแรงเหวี่ยงเพียงอย่างเดียว (Radial Flow) ผลักดันขนานกับเพลาเพียงอย่างเดียว (Axial Flow) หรือผสมกันระหว่างสองลักษณะที่กล่าวข้างต้น (Mixed Flow) ปั๊มประเภทนี้ถูกนำมาใช้มากที่สุดในงานสูบน้ำเพื่อการประปา งานบำบัดน้ำเสีย และงานชลประทานและระบายน้ำ ปั๊มเทอร์โบทุกแบบทำงานโดยการถ่ายเทพลังงานจากต้นกำลังไปสู่ของเหลวโดยการหมุนของใบพัด (Impeller) โดยมีเรือนปั๊ม (Casing) ทำหน้าที่รวบรวมของเหลวที่ถูกเหวี่ยง หรือผลักดันออกจากใบพัดไปสู่ทางจ่าย ในขณะที่ของเหลวไหลออกมานั้นจะมีการเปลี่ยนแปลงพลังงานจลน์ (Kinetic Energy) บางส่วนมาเป็นความดัน*

ลักษณะเด่นของปั๊มประเภทนี้ซึ่งมีส่วนส่งเสริมให้มีการนำมาใช้งานกันอย่างกว้างขวางและเกิดความก้าวหน้าในการพัฒนาให้ดียิ่งขึ้นมีดังนี้ คือ

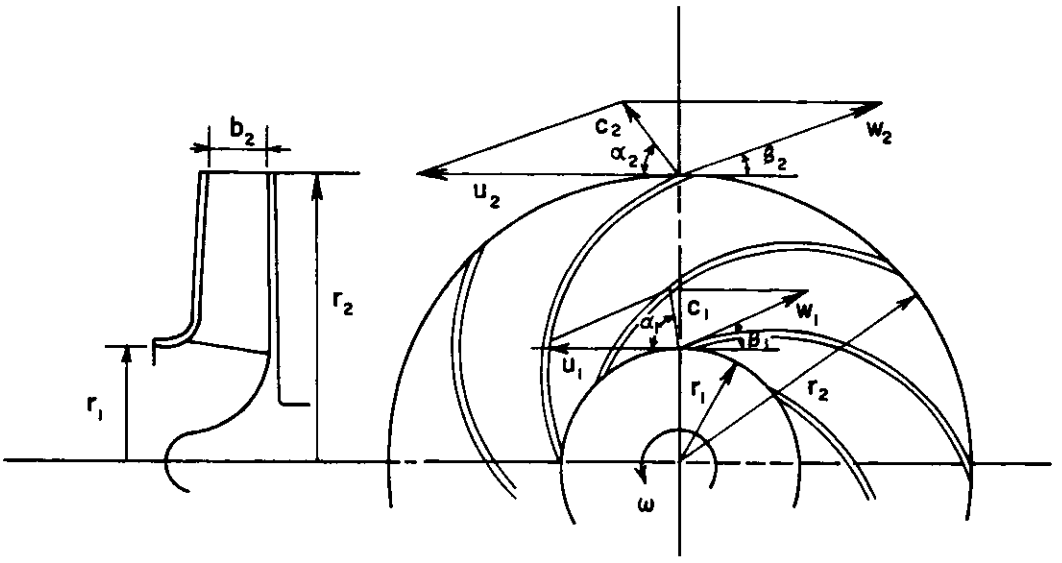
- **สามารถปรับให้เข้ากับต้นกำลังที่มีความเร็วสูง เช่น มอเตอร์ไฟฟ้า เครื่องยนต์ และเครื่องจักรไอน้ำได้ง่าย**
- **มีขอบเขตการใช้งานกว้างขวาง ทั้งในแง่ของอัตราการสูบ และเฮด (Head) หรือความดันที่ต้องการ**
- **มีประสิทธิภาพสูงและอัตราการไหลสม่ำเสมอ**
- **มีขนาดเล็กและราคาไม่แพงเมื่อเทียบกับอัตราการสูบและเฮดที่ได้**
- **ชิ้นส่วนและการประกอบเป็นตัวปั๊มไม่ยุ่งยาก ทำให้ง่ายต่อการใช้งานและบำรุงรักษา**

ของเหลวที่สามารถใช้กับปั๊มประเภทนี้ได้ครอบคลุมตั้งแต่น้ำสะอาด จนกระทั่งถึงอะไรก็ได้ที่สามารถไหลผ่านปั๊มได้เช่น สิ่งปฏิกูล สารเคมี สารขันเหนียว และของผสมระหว่างของแข็งกับของเหลว เป็นต้น

1.1 หลักการของปั๊มเทอร์โบ

(1) สมการของออยเลอร์ (Euler's Equation)

ในใบพัดของปั๊มซึ่งทำงานโดยอาศัยแรงเหวี่ยงเพียงอย่างเดียว ของเหลวจะถูกเหวี่ยงโดย



รูปที่ 1.1 ความเร็วของอนุภาคของเหลวไหลเข้าและไหลออก

ครีบใบพัด (Vane) ให้ไหลจากศูนย์กลางผ่านช่องว่างระหว่างจานประกับ (Shroud) ในรูปที่ 1.1 ใบพัดหมุนด้วยความเร็วเท่ากับ ω ของเหลวไหลเข้ามาในใบพัดซึ่งมีช่องเปิดรัศมี r_1 ที่จุดนี้จะมีความเร็วตามเส้นรอบวง (Peripheral Velocity) เท่ากับ $U_1 = r_1\omega$ และความเร็วสัมบูรณ์ (Absolute Velocity) C_1 โดย C_1 เป็นความเร็วรวมของ U_1 และความเร็วสัมพัทธ์ของครีบใบพัด W_1 ในทำนองเดียวกันที่ขอบนอกใบพัด ของเหลวไหลออกจากใบพัดด้วยความเร็วสัมบูรณ์ C_2 โดย C_2 เป็นความเร็วรวมของ $U_2 = r_2\omega$ และความเร็วที่ปลายครีบใบพัด W_2

แรงที่กระทำต่ออนุภาคของเหลวโดยใบพัดทำให้เกิดโมเมนตัม ตามกฎของโมเมนตัม การเปลี่ยนแปลงโมเมนตัมในแนวเส้นรอบวงจะมีค่าเท่ากับแรงเหวี่ยง หรือ

$$T = \rho q (r_2 C_2 \cos\alpha_2 - r_1 C_1 \cos\alpha_1) \quad \text{.....(1.1)}$$

โดย T = *แรงเหวี่ยง* (N-m)

ρ = *ความหนาแน่นของของเหลว* (kg/m^3)

q = *อัตราการไหล* (m^3/s)

กำลังงานที่เกิดขึ้นจากแรงเหวี่ยง T สามารถหาได้จากผลคูณระหว่าง T และความเร็วรอบ ω หรือ

$$T\omega = \rho q (U_2 C_{u2} - U_1 C_{u1}) \quad \text{.....(1.2)}$$

โดย ω = *ความเร็วรอบ* (s^{-1})

C_{u1}, C_{u2} = *ความเร็วสัมบูรณ์ในแนวเส้นรอบวงที่จุดซึ่งของเหลวไหลเข้า และไหลออก ตามลำดับ* (m/s)

กำลังงานจะต้องมีค่าเท่ากับเฮดที่ของเหลวได้รับจากใบพัดคูณกับน้ำหนักของของเหลวที่ไหลผ่านใบพัดต่อวินาที หรือ

$$\rho g q H_e = \rho q (U_2 C_{u2} - U_1 C_{u1}) \quad \text{..... (1.3)}$$

โดย H_e = *เฮดซึ่งของเหลวได้รับจากใบพัด* (m)

g = *ความเร่งเนื่องจากแรงดึงดูดของโลก* (m/s^2)

จากสมการ (1.3) เฮดซึ่งของเหลวได้รับจากใบพัด H_e จะมีค่าเท่ากับ

$$H_e = \frac{1}{g} (U_2 C_{u2} - U_1 C_{u1}) \quad \text{.....(1.4)}$$

สมการ (1.4) ที่หาได้นี้เรียกว่า *สมการของออยเลอร์ (Euler's Equation)*

สมการของออยเลอร์ สามารถใช้ได้กับปั๊มเทอร์โบทุกชนิด ไม่ว่าการไหลออกจากใบพัดจะเป็นแบบ Radial Flow, Mixed Flow หรือ Axial Flow อย่างไรก็ตามในปั๊มเทอร์โบทั่วๆ ไป ของเหลวที่ไหลเข้ามาสู่ใบพัดจะไม่มีความเร็วตามแนวเส้นรอบวง ($C_{u1} = 0$) ดังนั้นจะได้ว่า

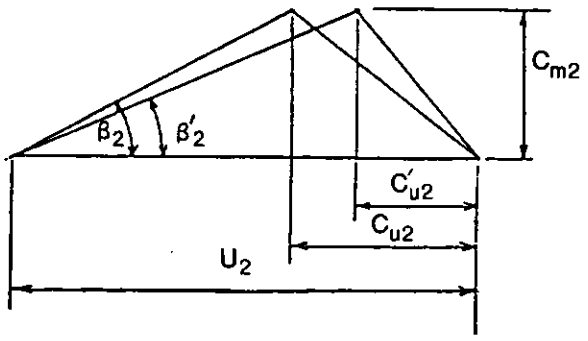
$$H_e = \frac{U_2 C_{u2}}{g} \quad \text{.....(1.5)}$$

ขอให้สังเกตว่า ความเร็วสัมบูรณ์ และความเร็วสัมพัทธ์ที่นำมาคำนวณเฮดที่ของเหลวจะได้รับจากใบพัด H_e เป็นความเร็วที่แท้จริงของอนุภาคของของเหลวในใบพัดนั้น ที่ขอบนอกของใบพัด ความเร็วตามแนวเส้นรอบวงตามความเป็นจริงจะมีค่าน้อยกว่าที่แสดงไว้ในรูปซึ่งคำนวณจากมุมที่ปลายครีบใบพัดเท่ากับ β_2 ทั้งนี้มีสาเหตุจากการลื่นไหลของอนุภาคของของเหลวที่ปลายครีบใบพัด เฮดที่แท้จริงซึ่งของเหลวได้รับจากใบพัด (H_a) จึงมีค่าน้อยกว่าเฮดทางทฤษฎีซึ่งคำนวณจากสมการของออยเลอร์ (H_e)

จากรูปที่ 1.2 แสดงให้เห็นถึงรูปสามเหลี่ยมความเร็วเมื่อมุมที่ปลายครีบใบพัดเท่ากับ β_2 และเมื่อค่ามุมที่แท้จริงเท่ากับ β'_2 ตามลำดับ ดังนั้นเฮดที่ของเหลวได้รับจากใบพัดที่แท้จริงคือ $H_a = U_2 C'_{u2}/g$ อัตราส่วนระหว่างเฮดที่ได้รับจริงกับค่าทางทฤษฎี H_a/H_e จะอยู่ระหว่าง 0.6 ถึง 0.8

(2) ลักษณะความสัมพันธ์ระหว่างเฮดกับอัตราการสูบ

เมื่อ $C_{u1} = 0$ เฮดที่คำนวณได้จากสมการของออยเลอร์คือ $H_e = U_2 C_{u2}/g$ และจากสามเหลี่ยมความเร็วในรูปที่ (1.2) $C_{u2} = U_2 - C_{m2}/\tan \beta_2$ ดังนั้นจากสมการที่ (1.5) จะได้ว่า



รูปที่ 1.2 สามเหลี่ยมความเร็วขณะอนุภาคของของเหลวไหลออกจากใบพัด

$$H_e = \frac{U_2^2}{g} - \frac{U_2 C_{m2}}{g \tan \beta_2} \qquad \text{.....(1.6)}$$

แต่เนื่องจาก C_{m2} เป็นสัดส่วนกับอัตราการสูบ Q และค่าของ β_2 มักจะถูกเลือกให้มีค่าน้อยกว่า 90° สมการ (1.6) แสดงให้เห็นว่าเฮดจะลดลงเป็นสัดส่วนโดยตรงกับการเพิ่มอัตราการสูบ Q

ความสัมพันธ์ระหว่างเฮดกับอัตราการสูบนี้ใช้ได้กับเฮดที่แท้จริง H_a ซึ่งมีค่าน้อยกว่าค่าทางทฤษฎี H_e ค่าเฮดดังกล่าวนี้จะถูกทำให้ลดน้อยลงไปอีกจากการสูญเสียพลังงานภายในตัวปั๊มเอง หรือ

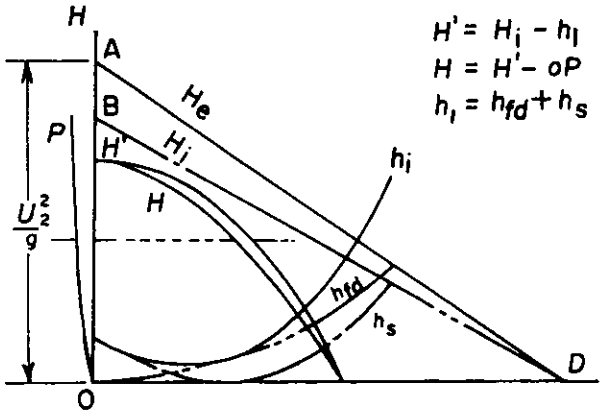
$$H = E_h H_e \qquad \text{.....(1.7)}$$

โดย E_h เป็น*ค่าประสิทธิภาพทางชลศาสตร์ของใบพัด*

เนื่องจากการสูญเสียพลังงานจากการเสียดทานภายในของปั๊ม เป็นสัดส่วนกับกำลังสองของอัตราการไหล และการสูญเสียเนื่องจากการที่ของเหลวพุ่งออกจากใบพัดกระแทกผนังของเรือนปั๊มจะเพิ่มขึ้นเมื่ออัตราการไหลแตกต่างจากอัตราการไหลที่ออกแบบไว้สำหรับปั๊มนั้นมาก ดังนั้นลักษณะความสัมพันธ์ระหว่างเฮดกับอัตราการสูบจึงเป็นเช่นดังรูปที่ 1.3 ในรูปนี้เส้น OP แสดงการรั่วภายในระหว่างเรือนปั๊มและใบพัด ซึ่งทำให้เกิดการหมุนเวียนของของเหลวบางส่วนอยู่ภายในเรือนปั๊ม

(3) กฎแห่งความคล้ายคลึง (Affinity Laws)

จากการตรวจสอบลักษณะความสัมพันธ์ระหว่างเฮดกับอัตราการสูบ (H-Q Curve) เมื่อขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางและความเร็วรอบของใบพัดเปลี่ยนแปลงไป ได้พบว่าใบพัดสองใบซึ่งได้รับการออกแบบให้มีความคล้ายคลึงกันทางเรขาคณิต ลักษณะงานที่ได้จากปั๊มจะมีความคล้ายคลึงกันจนยึดถือเป็นกฎเกณฑ์ได้

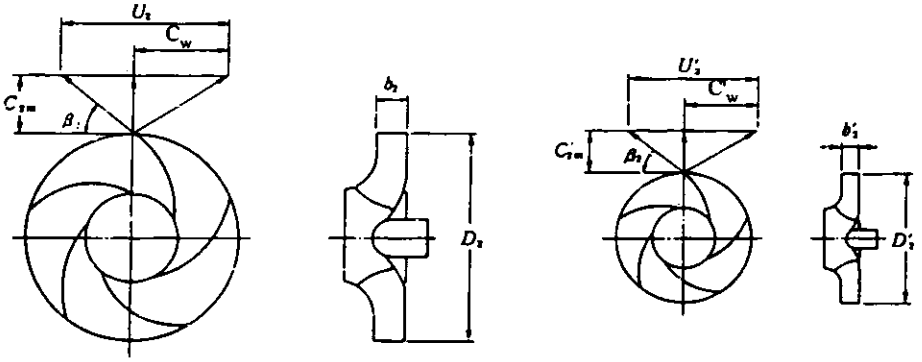


รูปที่ 1.3 ลักษณะความสัมพันธ์ระหว่างเฮดและอัตราการสูบของปั๊มเทอร์โบ

ลองพิจารณาจากใบพัดสองใบในรูปที่ 1.4 ถ้าให้ใบพัดต้นแบบมีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง D_1 มีช่องเปิดระหว่างฝาประกับ b_1 และหมุนด้วยความเร็ว N_1 ส่วนใบพัดซึ่งจำลองจากต้นแบบมีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง ช่องเปิด และความเร็วรอบเท่ากับ D_2, b_2 และ N_2 ตามลำดับ ดังนั้น

$$U_1 = \frac{N_1}{60} \cdot \pi D_1 \quad ; \quad U_2 = \frac{N_2}{60} \cdot \pi D_2$$

$$Q_1 = \pi D_1 b_1 \cdot C_{m1} \quad ; \quad Q_2 = \pi D_2 b_2 \cdot C_{m2}$$



Prototype Model

รูปที่ 1.4 ใบพัดต้นแบบและใบพัดที่จำลองให้มีความคล้ายคลึงกันทางเรขาคณิต

เนื่องจากความคล้ายคลึงทางเรขาคณิต

$$\frac{b_1}{b_2} = \frac{D_1}{D_2}$$

$$\frac{C_{m1}}{C_{m2}} = \frac{U_1}{U_2} = \frac{D_1N_1}{D_2N_2}$$

จากสมการข้างต้นจะได้ว่า

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^3 \cdot \frac{N_1}{N_2} \qquad \text{.....(1.8)}$$

สำหรับเฮดของปั๊ม $H_1/H_2 = U_1C_{u1}/U_2C_{u2}$ ในเมื่อ $C_{u1}/C_{u2} = U_1/U_2 = D_1N_1/D_2N_2$ และ

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^2 \qquad \text{.....(1.9)}$$

สำหรับกำลังงานจากเพลาต้นกำลัง ให้ L_1 และ L_2 เป็นกำลังงานสำหรับใบพัดต้นแบบและใบพัดจำลองตามลำดับ ถ้าสมมุติว่าประสิทธิภาพของใบพัดทั้งสองเท่ากัน ดังนั้น $L_1/L_2 = \rho_1Q_1H_1/\rho_2Q_2H_2$ โดย ρ_1 และ ρ_2 เป็นความหนาแน่นของของเหลวที่สูบโดยใบพัดที่ 1 และ 2 ตามลำดับ ดังนั้นจากสมการที่ (1.8) และ (1.9) จะได้ว่า

$$\frac{L_1}{L_2} = \frac{\rho_1}{\rho_2} \cdot \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^5 \cdot \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^3 \qquad \text{.....(1.10)}$$

เมื่อปั๊มทั้งสองมีขนาดใบพัดเท่ากัน แต่หมุนด้วยความเร็วแตกต่างกัน จะได้

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{N_1}{N_2} \qquad \text{.....(1.11a)}$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{N_1}{N_2}\right)^2 \qquad \text{.....(1.11b)}$$

หรือ

$$\frac{L_1}{L_2} = \frac{\rho_1}{\rho_2}\left(\frac{N_1}{N_2}\right)^3 \qquad \text{.....(1.11c)}$$

จากสมการที่ (1.11a), (1.11b) และ (1.11c) จะเห็นได้ว่าถ้าใบพัดมีขนาดคงที่แต่หมุนด้วยความเร็วที่แตกต่างกันออกไป อัตราการสูบ เฮด และกำลังงานของเพลาที่ได้ใหม่จะเปลี่ยนไปเป็นสัดส่วนโดยตรง สัดส่วนของกำลังสอง และกำลังสาม ของสัดส่วนระหว่างความเร็วรอบใหม่กับความเร็วรอบเดิมตามลำดับ

(4) ความเร็วจำเพาะ (Specific Speed)

เมื่อแทนค่าอัตราส่วน D_1/D_2 ในสมการที่ (1.9) ลงในสมการที่ (1.8) แล้วจัดเรียงให้ตัวแปรของใบพัดเดียวกันอยู่ข้างเดียวกันของสมการ จะได้ว่า

$$\frac{N_1^2 Q_1}{H_1^{3/2}} = \frac{N_2^2 Q_2}{H_2^{3/2}} \qquad \text{..... (1.12)}$$

ถ้าให้ปั๊มต้นแบบสูบด้วยอัตรา 1.0 ลบ.ม. ต่อนาที ได้เฮดเท่ากับ 1.0 เมตร โดยมีรอบความเร็วเท่ากับ N_s จะได้ว่า

$$N_s^2 = \frac{N_2^2 Q_2}{H_2^{3/2}} \quad ; \quad N_s = \frac{N_2\sqrt{Q_2}}{H_2^{3/4}}$$

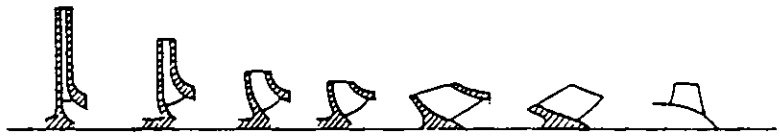
หรือ $$N_s = \frac{N\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \qquad \text{..... (1.13)}$$

โดย N_s เป็นค่าซึ่งเรียกว่า **ความเร็วจำเพาะ** (Specific Speed) ซึ่งหมายถึงความเร็วรอบของใบพัดซึ่งจะผลิตอัตราการไหล 1.0 หน่วย (1.0 $ม^3$/นาที) เฮด 1 หน่วย (1.0 เมตร) ภายใต้สภาพการทำงานเดียวกันกับปั๊มต้นแบบ

ใบพัดที่มีความคล้ายคลึงกันทางเรขาคณิตทุกใบจะมีค่าความเร็วจำเพาะค่าเดียวกัน ดังนั้นค่าตัวเลขนี้จึงถูกใช้เป็นเบอร์ระบุสัดส่วนและรูปทรงของใบพัด

ในการออกแบบปั๊มเทอร์โบ ค่าสัมประสิทธิ์ที่สำคัญๆ ในการออกแบบจะถูกกำหนดให้สัมพันธ์กับค่าความเร็วจำเพาะ ค่าสัมประสิทธิ์ดังกล่าวได้จากข้อมูลซึ่งเป็นผลจากการทดลองปั๊มต้นแบบ สำหรับค่าความเร็วจำเพาะค่าหนึ่ง รูปทรงและสัดส่วนของใบพัดอาจจะแตกต่างกันออกไปตามวิธีการออกแบบที่เลือกใช้

รูปที่ 1.5 แสดงให้เห็นถึงรูปตัดขวางจากศูนย์กลางของใบพัดปั๊มเทอร์โบที่มีค่าความเร็วจำเพาะขนาดต่างๆ (หน่วยที่ใช้เป็น $ม^3$/นาที เมตร และนาที) ในรูปได้แสดงให้เห็นถึงชนิดของใบพัดว่าเป็นแบบอาศัยแรงเหวี่ยงอย่างแท้จริง (Radial Flow) แบบผลักดันขนานกับเพลา (Axial Flow) หรือแบบผสม (Mixed Flow) เพื่อบอกขอบเขตการใช้งานของแต่ละแบบไว้ด้วย



N_S	100	150	350	550	800	1100	1500

N_S	100	500	1000	1500	2000
Type of Pump	Radial Flow				
		Mixed Flow			
				Axial Flow	

รูปที่ 1.5 ลักษณะรูปตัดของใบพัดซึ่งมีความเร็วจำเพาะขนาดต่าง ๆ

โดยทั่วๆ ไป ปั๊มที่มีค่าความเร็วจำเพาะต่ำจะเหมาะกับงานที่ต้องการเฮดสูง และอัตราการสูบต่ำ ในทางตรงข้าม ปั๊มที่มีค่าความเร็วจำเพาะสูงจะเหมาะกับงานที่ต้องการเฮดต่ำ แต่อัตราการสูบสูง ปั๊มที่มีค่า N_S สูงจะมีขนาดเล็กกว่า

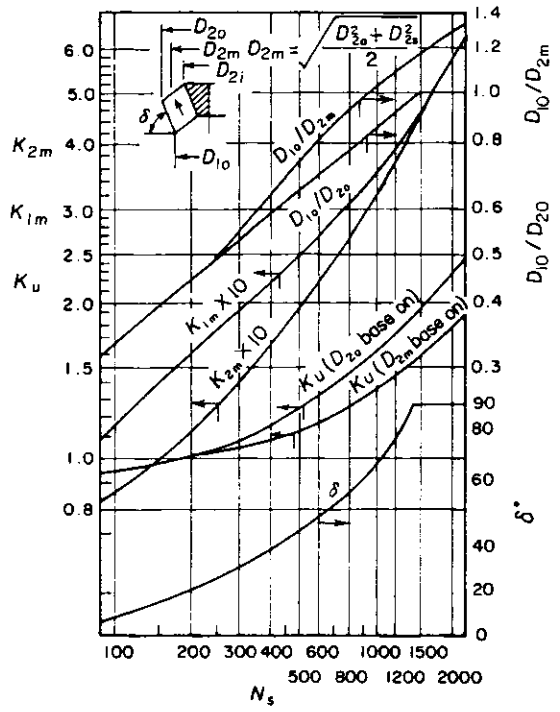
(5) วิธีการออกแบบ

ถ้ากำหนดให้อัตราการสูบที่ต้องการใช้งานเท่ากับ Q เฮดเท่ากับ H และความเร็วรอบเท่ากับ N รูปทรงของใบพัดและครีบจะถูกกำหนดโดยสัมประสิทธิ์ในการออกแบบซึ่งได้จากผลการทดลองต้นแบบที่ประสบความสำเร็จ สัมประสิทธิ์ที่ใช้ในการออกแบบส่วนใหญ่ไม่มีมิติเพราะเป็นอัตราส่วนของความเร็วจำเพาะสำหรับค่ามุมที่จุดปลายครีบใบพัดค่าหนึ่ง

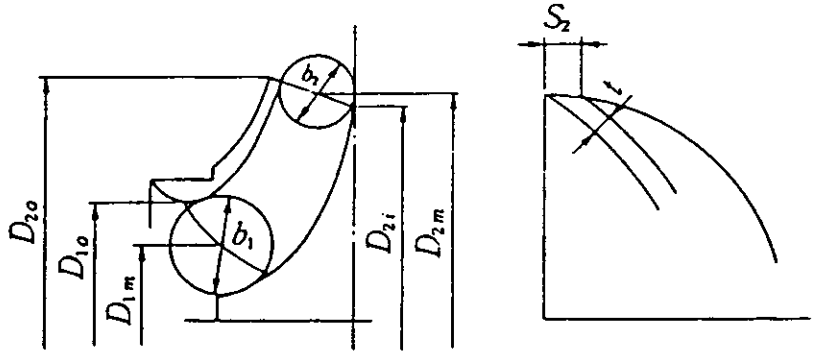
สัมประสิทธิ์ในการออกแบบประกอบด้วย

- *สัมประสิทธิ์ความเร็วที่เส้นรอบวง* : $K_u = U_2 / \sqrt{2gH}$
  (Peripheral Velocity Coefficient)
- *สัมประสิทธิ์ความเร็วในแนวรัศมี* : $K_{2m} = C_{m2} / \sqrt{2gH}$
  (Meridianal Velocity Coefficient)
- *สัมประสิทธิ์ความเร็วที่ช่องทางเข้า* : $K_{1m} = C_{m1} / \sqrt{2gH}$
  (Entrance Velocity Coefficient)

ความสัมพันธ์ระหว่างค่าเหล่านี้กับความเร็วจำเพาะ สำหรับค่ามุมที่ปลายครีบใบพัดเท่ากับ 22.5 องศา แสดงไว้ในรูปที่ 1.6



รูปที่ 1.6 ค่าสัมประสิทธิ์สำหรับออกแบบใบพัด



รูปที่ 1.7 มิติของทางเข้าและทางออกจากใบพัด

วิธีการหามิติของใบพัด ดังแสดงในรูปที่ 1.7 มีดังนี้

1) ความเร็วที่เส้นรอบวง U_2 และขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของใบพัด D_{2m}

$$U_2 = K_u\sqrt{2gH}$$

$$D_{2m} = \frac{60U_2}{\pi N}$$

2) ความเร็วในแนวรัศมี C_{m2} และความกว้างของช่องเปิด b_2

$$C_{m2} = K_{2m}\sqrt{2gH}$$

$$b_2 = C\frac{Q/60}{\pi C_{m2} D_{2m}}$$

โดย C = *ค่าซึ่งขึ้นกับความหนาของครีบใบพัดซึ่งจะอยู่ในช่วง 1.05 ถึง 1.15*

3) ความเร็วที่ไหลเข้าใบพัด C_{m1} และเส้นผ่าศูนย์กลางทางดูด D_{1m} ของใบพัด

$$C_{m1} = K_{1m}\sqrt{2gH}$$

$$D_{1m} = \frac{Q/60}{\pi b_1 C_{m1}}$$

สำหรับการหาขนาดหน้าตัดของช่องรวบรวมของเหลวในเรือนปั๊มค่าสัมประสิทธิ์ที่ใช้คือ $K_3 = C_3/\sqrt{2gH}$ โดย C_3 คือค่าความเร็วเฉลี่ยในแต่ละช่วงของช่องทางไหลภายในเรือนปั๊ม ช่องทางดังกล่าวนี้จะมีพื้นที่หน้าตัดเพิ่มขึ้นเป็นสัดส่วนโดยตรงกับความยาวบนเส้นรอบวงของขอบใบพัดซึ่งรองรับของเหลวที่ถูกเหวี่ยงออกมามากขึ้น

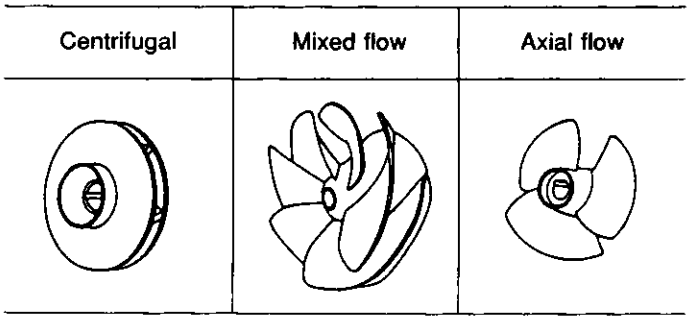
1.2 การจำแนกประเภทปั๊มเทอร์โบ

ปั๊มเทอร์โบมีมากมายหลายชนิด ทุกชนิดทำงานโดยอาศัยหลักการตามสมการของออยเลอร์ แต่เพื่อความสะดวก ปั๊มเหล่านี้อาจจะแยกประเภทได้ตามลักษณะทางชลศาสตร์ และ/หรือการจัดเรียงใบพัดและเรือนปั๊ม การจำแนกประเภทที่ใช้กันมากเป็นการแยกตามลักษณะการไหลของของเหลวออกจากใบพัด กล่าวคือ

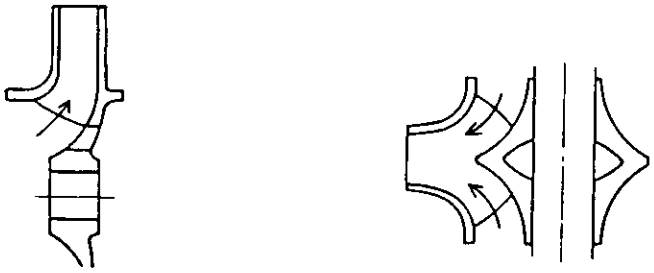
1. **แบบ Radial Flow** หรือแบบอาศัยแรงเหวี่ยงหนีจุดศูนย์กลางอย่างแท้จริง ทิศทางการไหลออกจากใบพัดจะตั้งฉากกับเพลา
2. **แบบ Mixed Flow** ทิศทางการไหลออกจากใบพัดทำมุมเอียง 45 ถึง 80 องศากับเพลา
3. **แบบ Axial Flow** ทิศทางการไหลของของเหลวทั้งไหลเข้าและไหลออกขนานกับเพลา

เนื่องจากรูปทรงของใบพัดจะเปลี่ยนไปตามค่าความเร็วจำเพาะ ดังนั้นจึงไม่อาจกำหนดขอบเขตแน่นอนว่าเป็นปั๊มชนิดไหนในบรรดา 3 ชนิดที่กล่าวข้างต้น ความเหลื่อมล้ำระหว่างค่าความเร็วจำเพาะแสดงไว้ในรูปที่ 1.5 ตัวอย่างรูปร่างลักษณะของใบพัด 3 ชนิดที่กล่าวแสดงไว้ในรูปที่ 1.8

สำหรับใบพัดชนิดแรกซึ่งเป็นแบบ Radial Flow อาจจะแยกย่อยต่อไปอีกได้ว่าเป็นแบบ**ดูดด้านเดียว** (Single Suction) หรือ**ดูดสองด้าน** (Double Suction) ดังแสดงไว้ในรูปที่ 1.9 การคำนวณ



รูปที่ 1.8 รูปร่างลักษณะของใบพัด 3 ชนิด



ดูดด้านเดียว ดูดสองด้าน

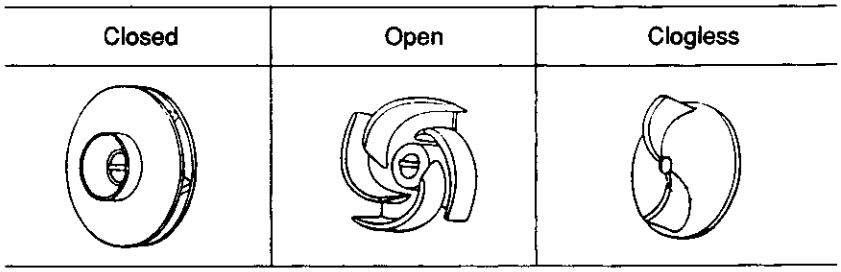
รูปที่ 1.9 ทางดูดของใบพัดแบบ Radial Flow

ความเร็วจำเพาะในสมการ (1.13) สำหรับปั๊มที่มีใบพัดดูดสองด้าน จะใช้ค่าอัตราการสูบ Q เพียงครึ่งเดียว

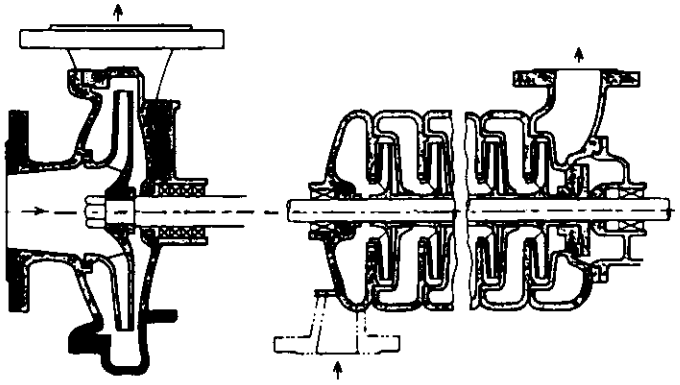
ใบพัดบางชนิดหล่อขึ้นโดยไม่มีจานประกับ (Shroud) คือมีแต่ครีบใบพัดยื่นออกมาจากปลอกที่จะสวมเข้ากับเพลาส่งกำลัง ใบพัดประเภทนี้เรียกว่าใบพัดแบบ**เปิด** (Open) ซึ่งเหมาะกับของเหลวที่มีของแข็งแขวนลอยอยู่ ใบพัดที่มีความเร็วจำเพาะสูงมักจะเป็นใบพัดแบบเปิด ดังเช่นใบพัดของปั๊มแบบ Axial Flow ในทางตรงกันข้ามใบพัดซึ่งมีครีบแทรกตัวอยู่ระหว่างจานประกับทั้งสองด้านจะเรียกว่าใบพัดแบบ**ปิด** (Closed) ดังเช่นรูปที่ 1.10

เมื่อมีใบพัดเพียงใบเดียวอยู่ในปั๊ม เราเรียกว่าเป็น**ปั๊มชั้นเดียว** (Single Stage) แต่เพื่อให้ได้เฮดสูงตามความต้องการใช้งาน เรือนปั๊มอาจถูกออกแบบให้สามารถนำเอาใบพัดหลายใบมาต่ออนุกรมเข้าด้วยกัน ปั๊มที่มีใบพัดหลายใบเช่นที่กล่าวนี้เรียกว่าปั๊ม**หลายชั้น** (Multi-Stage) ดังรูปที่ 1.11

ปั๊มเทอร์โบอาจจะจำแนกเพิ่มเติมต่อไปอีกตามลักษณะของใบพัดและรูปทรงของเรือนปั๊ม ปั๊มที่มีความเร็วจำเพาะต่ำมักจะสร้างเรือนปั๊มให้มีลักษณะคล้าย**หอยโข่ง** (Volute Casing) เมื่อค่าความเร็วจำเพาะเพิ่มขึ้นอาจมีการเพิ่มเติม**ครีบผันน้ำ** (Diffuser) ซึ่งเป็นแผ่นครีบบางๆ เป็นตัวปรับ



รูปที่ 1.10 ใบพัดแบบปิด (Closed) และเปิด (Open)



ปั๊มชั้นเดียว ปั๊มหลายชั้น

รูปที่ 1.11 จำนวนชั้นของปั๊ม

ทิศทางการไหลหลังจากของเหลวไหลผ่านออกมาจากใบพัดแล้ว การจำแนกประเภทปั๊มโดยพิจารณาจากลักษณะโดยรวมของใบพัดและเรือนปั๊มแสดงไว้ในตารางที่ 1.1

คำอธิบายเกี่ยวกับลักษณะทางชลศาสตร์ของปั๊มแต่ละแบบมีดังนี้ คือ

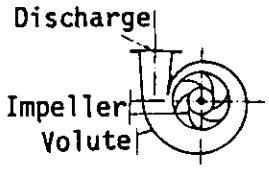
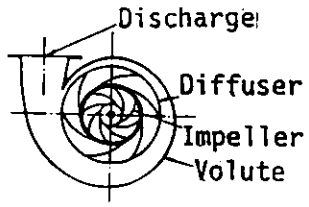
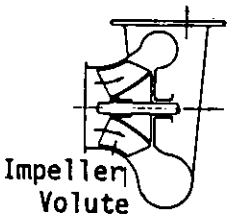
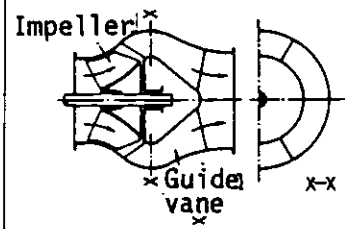
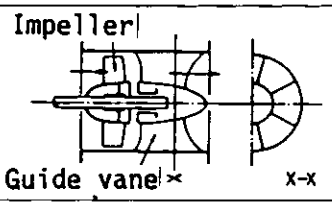
1. ในปั๊มแบบ Radial Flow ของเหลวไหลออกจากใบพัดในแนวระนาบซึ่งตั้งฉากกับแกนของเพลาโดยอาศัยแรงเหวี่ยงหนีจุดศูนย์กลาง เมื่อผ่านใบพัดออกมาแล้วของเหลวจะถูกรวบรวมและเปลี่ยนทิศทางไปสู่ทางจ่ายของปั๊มโดยผนังภายในเรือนปั๊ม ในขณะที่ไหลอยู่ในช่องทางเดินภายในเรือนปั๊ม ความเร็วบางส่วนจะถูกเปลี่ยนไปเป็นความดัน ในบางกรณีจะมีครีบผันน้ำ (Diffuser) รอบใบพัด เพื่อให้การไหลออกจากใบพัดไปสู่ช่องทางจ่ายเป็นไปอย่างราบรื่นยิ่งขึ้น

2. ในปั๊มแบบ Mixed Flow ของเหลวจะไหลออกจากใบพัดในแนวผิวของกรวยกลมซึ่งมีแกนร่วมกับแกนของเพลา ผิวของกรวยจะทำมุมประมาณ 45 ถึง 80 องศากับแนวแกนของเพลา

3. ในปั๊มแบบ Axial Flow ของเหลวจะไหลผ่านใบพัดซึ่งอยู่ในแนวศูนย์กลางของเรือนปั๊มรูปทรงกระบอก ภายในเรือนปั๊มอาจมีครีบผันน้ำเพื่อช่วยรักษาความดันไว้

ปั๊มเทอร์โบอาจจะถูกจำแนกโดยทิศทางของเพลา ปั๊มเทอร์โบทุกชนิดสามารถออกแบบให้

ตารางที่ 1.1 การจำแนกประเภทปั๊มเทอร์โบโดยพิจารณาจากลักษณะของใบพัดและเรือนปั๊ม

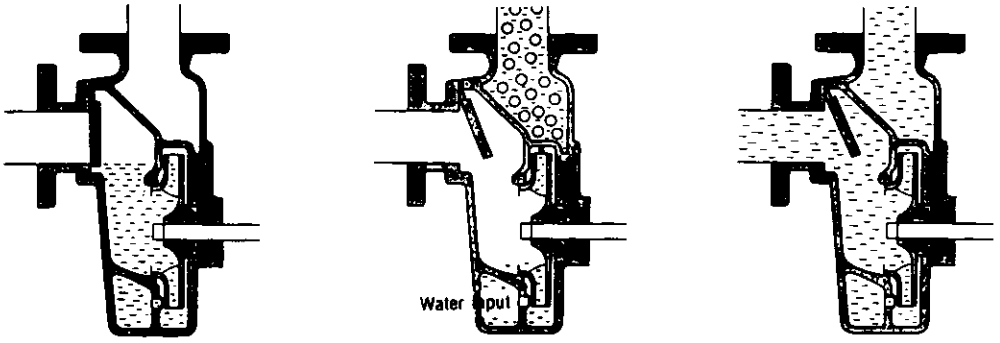
ประเภท			โครงสร้าง	ลักษณะเฉพาะ
ปั๊มเทอร์โบ (TURBO PUMPS)	Radial flow	หอยโข่ง (Volute)		ให้ประสิทธิภาพดีในช่วงอัตราการสูบที่กว้าง
		มีครีบผันน้ำ (Diffuser Turbine)		เรือนปั๊มเป็นแบบหอยโข่งล้อมรอบครีบผันน้ำอีกชั้นหนึ่ง ประสิทธิภาพการทำงานนอกขอบเขตที่ออกแบบไว้จะไม่ดีนัก
	Mixed flow	หอยโข่ง (Volute)		เสถียรเมื่อปิดวาล์วจ่ายน้ำสนิทและกำลังงานที่ต้องการน้อยกว่าแบบมีครีบผันน้ำ มีโอกาสอุดตันน้อยกว่า
		มีครีบผันน้ำ (Diffuser)		มีขนาดเล็กเมื่อเทียบกับแบบหอยโข่ง
	Axial flow			มีขนาดกะทัดรัดที่สุด

ทำงานโดยมีเพลาอยู่ในแนวราบ แนวดิ่ง หรือในแนวเอียง เช่น ปั๊มในงานชลประทานหรือระบายน้ำที่มีเฮดไม่มากนัก เป็นต้น การใช้งานปั๊มเทอร์โบแบบต่างๆ แสดงไว้ในตารางที่ 1.2

ก่อนการใช้งานปั๊มเทอร์โบจำเป็นต้องมีน้ำ หรือของเหลวท่วมใบพัด เมื่อปั๊มอยู่เหนือระดับน้ำก็จะต้องมีการเติมน้ำจนเต็มท่อดูดและเรือนปั๊ม เพื่อที่จะให้ใช้งานได้สะดวกขึ้นจึงได้มีผู้ผลิตปั๊มแบบ**ล่อน้ำด้วยตัวเอง** (Self-priming) สำหรับปั๊มขนาดเล็กดังรูปที่ 1.12 ปั๊มชนิดนี้จะสร้างสูญญากาศในท่อดูด โดยใช้น้ำซึ่งหล่อเลี้ยงใบพัดอยู่ภายใน เป็นตัวช่วยดูดอากาศจากท่อดูดเข้ามาในใบพัด แล้วผลักดันออกไปสู่ช่องทางจ่ายจนทำให้น้ำจากภายนอกไหลเข้ามาในท่อดูดจนเต็ม จากนั้นปั๊มก็จะสามารถทำงานได้ตามปกติ

ตารางที่ 1.2 ปั๊มเทอร์โบที่ใช้กันทั่ว ๆ ไปและขอบเขตการทำงาน

ชนิด	ความเร็วจำเพาะ	ขนาด (มม.)	เฮด (เมตร)
Single suction, single stage radial flow volute pump	100 ~ 600	32 ~ 1,200	4 ~ 80
Double suction, single stage radial flow volute pump	120 ~ 600	150 ~ 1,500	4 ~ 100
Multi-stage volute pump	120 ~ 300	40 ~ 300	15 ~ 3,000
Multi-stage diffuser pump	200 ~ 500	40 ~ 300	15 ~150
Mixed flow pump : Horizontal : Vertical	600 ~1,400 600 ~ 1,400	200 ~ 2,000 200 ~ 4,600	2 ~ 15 3 ~ 30
Axial flow pump : Horizontal : Vertical	1,300~2,000 1,300~2,000	300 ~ 2,000 300 ~ 4,600	1 ~ 5 1.5 ~ 7



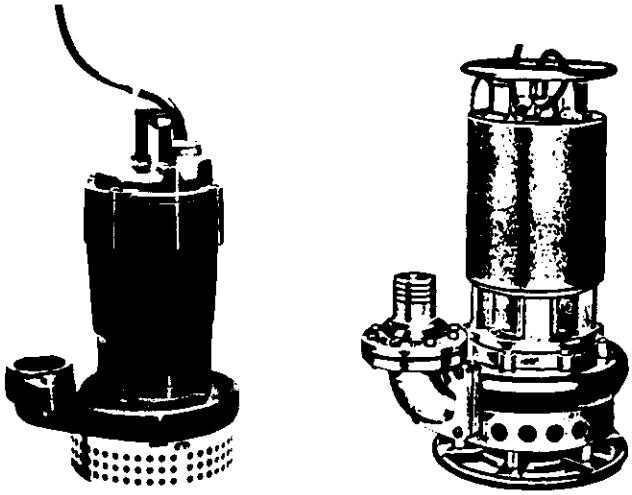
รูปที่ 1.12 ปั๊มแบบล่อน้ำได้ด้วยตนเอง (Self-priming Pump)

ปั๊มส่วนใหญ่จะต่อเข้ากับปลายเพลาของมอเตอร์ไฟฟ้าหรือเครื่องยนต์ต้นกำลัง สำหรับปั๊มจุ่ม (Submersible Pump) ที่ต้นกำลังเป็นมอเตอร์ไฟฟ้า ส่วนที่เป็นมอเตอร์จะถูกออกแบบให้เป็นส่วนหนึ่งของเรือนปั๊ม เมื่อใช้งานทั้งปั๊มและมอเตอร์จะถูกจุ่มลงไปในบ่อสูบหรือบ่อบาดาล โดยลักษณะการประกอบเข้าด้วยกัน ปั๊มชนิดนี้จะเป็นแบบเพลาตั้งซึ่งจะให้ความสะดวกต่อการใช้งานดีกว่า ดังเช่นรูปที่ 1.13

1.3 ลักษณะการทำงานของปั๊มเทอร์โบ

(1) ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราสูบและขนาดของปั๊ม

อัตราการสูบหมายถึงปริมาณของของเหลวที่ไหลผ่านปั๊มต่อหนึ่งหน่วยเวลา นิยมวัดเป็น



รูปที่ 1.13 ปั๊มจุ่มแบบเคลื่อนย้ายได้

ลูกบาศก์เมตรต่อนาที หรือลิตรต่อวินาที อัตราที่ปั๊มทำงานได้จะผันแปรกับเฮดที่ได้จากปั๊มนั้น

ขนาดของปั๊มที่พูดถึงโดยทั่วๆ ไปจะหมายถึงขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของช่องทางดูด (Suction Opening) และ/หรือช่องทางจ่าย (Discharge Opening) ขนาดดังกล่าวนี้จะสัมพันธ์กับอัตราการสูบโดยสมการที่ (1.14)

$$Q = 60 \cdot \left(\frac{\pi}{4}\right) D^2 \cdot V \qquad \text{..... (1.14)}$$

โดย Q = *อัตราการสูบ* (m^3/min)

D = *เส้นผ่าศูนย์กลางของช่องทางดูดหรือจ่าย* (m)

V = *ความเร็วของการไหลผ่านทางดูดหรือทางจ่าย* (m/s)

ความเร็วที่ของเหลวไหลผ่านท่อดูดหรือท่อจ่ายจะถูกกำหนดให้อยู่ในช่วง 2-3 เมตร/วินาที โดยค่าความเร็วสูงจะใช้กับปั๊มขนาดใหญ่ จากสมการที่ (1.14) จะได้ว่า

$$D = 1000\,(0.10 \sim 0.08)\sqrt{Q} \qquad \text{..... (1.15)}$$

ขนาดช่องเปิด D เลือกมาจากเส้นผ่าศูนย์กลางภายในจากตารางค่ามาตรฐานของหน้าจานและท่อ อย่างไรก็ตามสำหรับปั๊มที่ให้เฮดสูงๆ ขนาดช่องเปิดทางด้านจ่ายจะเล็กกว่าช่องเปิดทางด้านดูด สำหรับปั๊มซึ่งจุ่มอยู่ในของเหลวและเพลาอยู่ในแนวดิ่ง ขนาดของปั๊มจะระบุโดยใช้ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางทางด้านจ่าย

ช่วงค่ามาตรฐานของอัตราการสูบสำหรับปั๊มขนาดต่างๆ ที่สามารถใช้เป็นแนวทางในการเลือกใช้งานจะดูได้จากตารางที่ 1.3

ตารางที่ 1.3 ความสัมพันธ์ระหว่างขนาดและอัตราการสูบของปั๊ม

ขนาด มม.	อัตราการสูบ ม.^{3}/นาที	ขนาด มม.	อัตราการสูบ ม.^{3}/นาที
65	0.35~0.45	600	36~50
80	0.45~0.70	700	50~70
100	0.70~1.20	800	70~90
125	1.20~1.80	900	90~115
150	1.80~3.00	1000	115~150
200	3.00~5.00	1200	150~200
250	5 ~ 8	1350	200~225
300	8 ~ 12	1500	255~325
350	12~18	1650	325~400
400	18~23	1800	400~480
450	23~28	2000	480~600
500	28~36	2200	600~740

(2) เฮดรวม (Total Head) ของปั๊ม

เฮดรวมหมายถึงพลังงานรวมที่ปั๊มจะต้องถ่ายทอดให้กับของเหลว พลังงานดังกล่าวนี้จะเท่ากับผลรวมของพลังงานศักย์ ความดัน และความเร็วที่ได้แปลงให้เป็นแท่งความสูงของของเหลว การเปลี่ยนแปลงความดันจากปาสคาล (N/m^2) ให้เป็นเฮด (เมตร) สามารถทำได้โดยใช้สมการ (1.16)

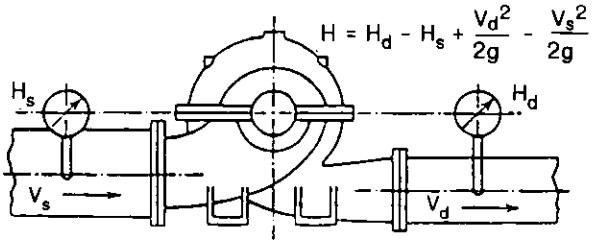
$$H = \frac{p}{\rho g} \qquad \text{..... (1.16)}$$

โดย ρ = *ความหนาแน่นของของเหลว* (kg/m^3)

g = *ความเร่งเนื่องจากแรงดึงดูดของโลก* (9.81 m/s^2)

สำหรับปั๊มแบบเพลานอนเช่นในรูปที่ 1.14 เฮดของปั๊มจะหาได้จากสมการ

$$H = H_d - H_s + \frac{V_d^2}{2g} - \frac{V_s^2}{2g} \qquad \text{..... (1.17)}$$



รูปที่ 1.14 เฮดรวมของปั๊มแบบเพลานอน

โดย H = *เฮดรวมของปั๊ม* (m)

H_d = *เฮดทางด้านจ่าย โดยวัดเทียบกับศูนย์กลางของปั๊ม* (m)

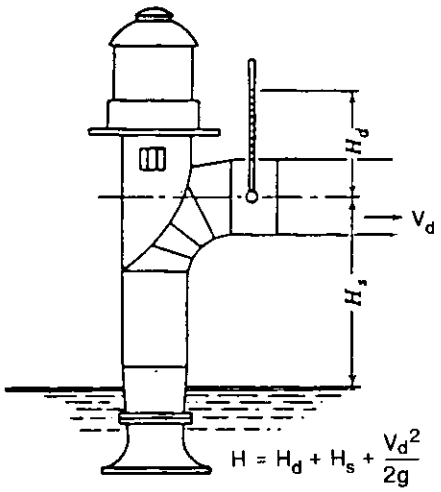
H_s = *เฮดทางด้านดูด โดยวัดเทียบกับศูนย์กลางของปั๊ม* (m)

$V_d^2 / 2g$ = *เฮดความเร็วทางด้านจ่าย* (m)

$V_s^2 / 2g$ = *เฮดความเร็วทางด้านดูด* (m)

สำหรับปั๊มซึ่งมีเพลาอยู่ในแนวดิ่งและใบพัดจมอยู่ใต้น้ำ เฮดรวมจะคำนวณได้จากสมการ

$$H = H_d + H_s + \frac{V_d^2}{2g} \qquad \text{..... (1.18)}$$



รูปที่ 1.15 เฮดรวมของปั๊มซึ่งมีเพลาอยู่ในแนวดิ่ง

โดย H_d = *เฮดทางด้านจ่ายโดยวัดจากศูนย์กลางของท่อจ่าย* (m)

H_s = *เฮดทางด้านดูดวัดจากผิวของของเหลวถึงศูนย์กลางของท่อจ่าย* (m)

$V_d^2 / 2g$ = *เฮดความเร็วทางด้านจ่าย* (m)

ขอให้สังเกตว่าการสูญเสียเฮดจากปลายท่อดูดถึงจุดที่วัดเฮดด้านจ่ายจะมีค่าน้อยมากจนสามารถยกเว้นได้

(3) ประสิทธิภาพและกำลังงานที่ต้องการ

ประสิทธิภาพของปั๊มหมายถึงร้อยละของกำลังงานที่ปั๊มผลิตได้ เมื่อเทียบกับกำลังงานที่จ่ายให้กับของเหลวโดยผ่านเพลาจากต้นกำลังและใบพัด กำลังงานที่ปั๊มผลิตได้สามารถคำนวณได้จากสมการ

$$L_w = \rho g \left(\frac{Q}{60}\right)\frac{H}{1000} \qquad \text{..... (1.19)}$$

โดย L_w = *กำลังงานที่ได้จากปั๊ม* (kW)

ρ = *ความหนาแน่นของของเหลว* (kg/m^3)

g = *ความเร่งเนื่องจากแรงดึงดูดของโลก* (9.81 m/s^2)

Q = *อัตราการสูบ* (m^3/min)

H = *เฮดรวมของปั๊ม* (m)

สมการที่ (1.19) สามารถลดให้เหลืออยู่ในรูปสมการ

$$L_w = 0.163\,\gamma\,Q\,.\,H \qquad \text{..... (1.20)}$$

โดย γ = *น้ำหนักจำเพาะของของเหลว* (kgf/ℓ)

และประสิทธิภาพของปั๊มสามารถเขียนให้อยู่ในรูปสมการ

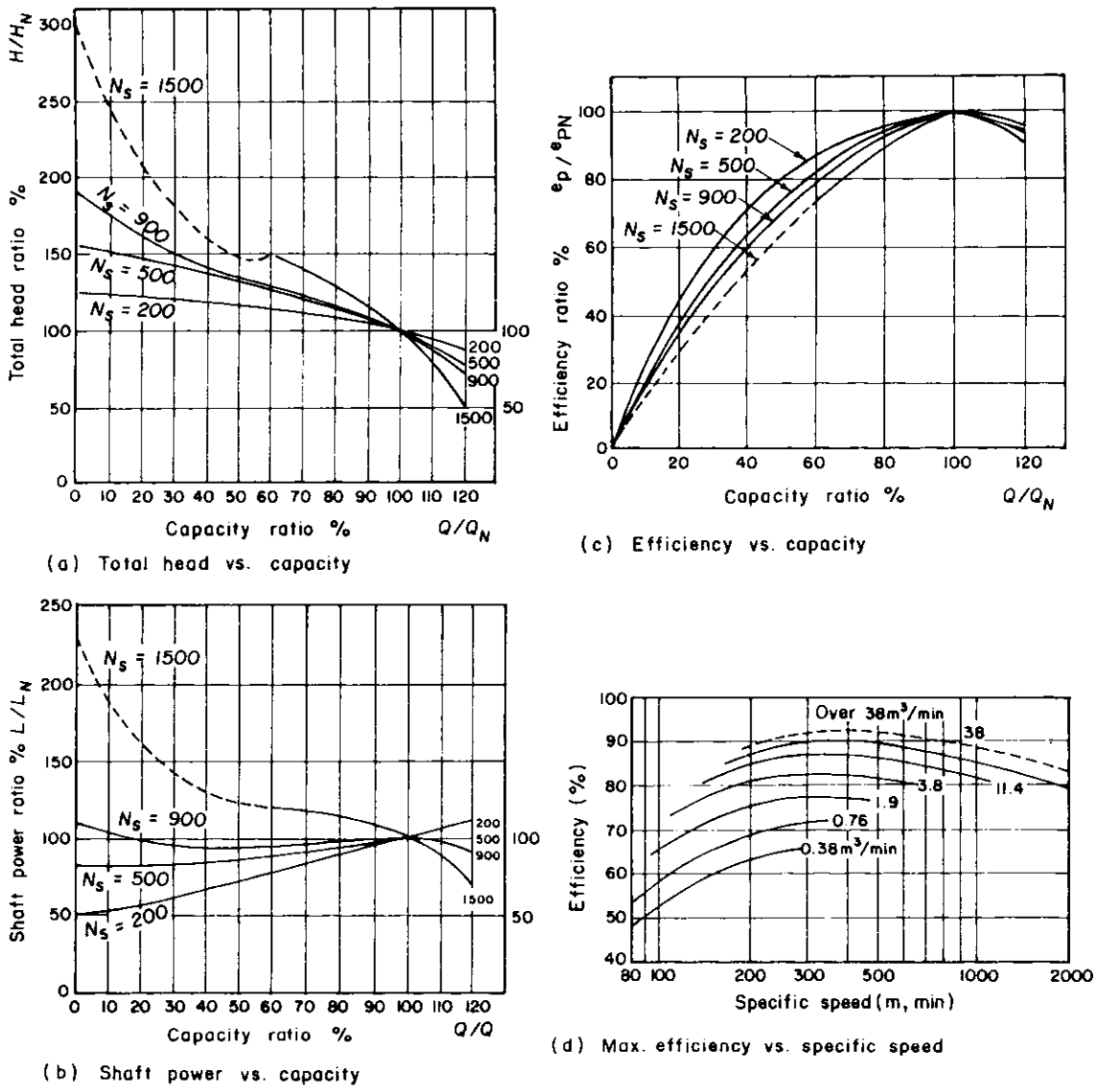
$$E_p = 0.163\,\gamma\,Q\,.\,H/L_p \qquad \text{..... (1.21)}$$

โดย L_p = *กำลังงานที่ต้นกำลังส่งผ่านเพลา* (kW)

ประสิทธิภาพของปั๊มจะขึ้นอยู่กับค่าความเร็วจำเพาะและอัตราการสูบดังแสดงไว้ในรูปที่ 1.16 (d) โดยตัวเลขดังกล่าวเป็นค่าที่ได้จากปั๊มที่ออกแบบดีและใช้สูบน้ำสะอาด

(4) ผลกระทบของความเร็วจำเพาะต่อลักษณะการทำงานของปั๊ม

ลักษณะงานที่ปั๊มผลิตออกมาสามารถบอกได้ด้วยเส้นกราฟที่พล็อตระหว่างอัตราการสูบ



รูปที่ 1.16 ลักษณะการทำงานของปั๊มที่มีความเร็วจำเพาะขนาดต่าง ๆ

บนแกน x กับเฮด กำลังงาน และประสิทธิภาพบนแกน y รูปร่างของเส้นกราฟจะมีความสัมพันธ์อย่างใกล้ชิดกับความเร็วจำเพาะดังแสดงไว้ในรูปที่ 1.16 (a), (b) และ (c) ค่าที่นำมาพล็อตเป็นค่าที่เทียบกับค่าซึ่งปั๊มดังกล่าวจะให้ประสิทธิภาพในการทำงานสูงสุด หรือจุด **bep** (Best Efficiency Point) จะเห็นได้อย่างชัดเจนในรูปที่ 1.16 ว่าลักษณะการทำงานของปั๊มในแต่ละตัววัดมีดังนี้คือ

1. กราฟเฮดรวม-อัตราการสูบ สำหรับกรณีที่ความเร็วจำเพาะน้อยเส้นกราฟจะแบนราบและมีค่าอัตราส่วนของเฮดต่ำ เส้นกราฟจะชันขึ้นเมื่อความเร็วจำเพาะเพิ่มขึ้น

2. กราฟกำลังงานจากเพลา อัตราส่วนของกำลังงานจากเพลาจะมีค่าต่ำสุดเมื่อปิดวาล์วจ่ายน้ำสนิท (Q = 0) และความเร็วจำเพาะต่ำ และจะมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่ออัตราการไหลเพิ่มขึ้น สำหรับปั๊มแบบ Mixed Flow ค่าอัตราส่วนของกำลังงานจะมีค่าเกือบคงที่ตลอดช่วง แต่ถ้าเป็นแบบ Axial Flow อัตราส่วนดังกล่าวจะมีค่าสูงมากเมื่ออัตราส่วนของการไหลเข้าใกล้ศูนย์

3. กราฟประสิทธิภาพ การเปลี่ยนแปลงอัตราส่วนของประสิทธิภาพจะเป็นไปในด้านดีสำหรับปั๊มที่มีความเร็วจำเพาะต่ำ

ถ้ามีการเลือกกำหนดค่าความเร็วจำเพาะสำหรับอัตราการสูบและเฮดที่ต้องการ ลักษณะการทำงานของปั๊มที่ต้องการจะประมาณได้โดยใช้ข้อมูลจากรูปที่ 1.16 ค่าความเร็วจำเพาะที่จะให้ค่าประสิทธิภาพสูงสุดสำหรับอัตราการสูบขนาดต่างๆ อาจดูได้จากรูปที่ 1.16 (d)

(5) คาวิเตชั่น (Cavitation) และความสามารถในการดูดของปั๊ม

เมื่อความดันสัมบูรณ์ภายในเรือนปั๊มลดลงถึงระดับความดันไออิ่มตัวซึ่งขึ้นอยู่กับอุณหภูมิของของเหลว ของเหลวจะเดือดและก่อให้เกิดสภาวะกัดกร่อน (Cavitation) ขึ้นภายในปั๊ม คาวิเตชั่น หมายถึงสภาวะที่มีการเกิดและสลายตัวของฟองไอน้ำอิ่มตัวในของเหลวซึ่งกำลังไหลผ่านใบพัด อันเป็นผลให้เกิดเสียงดัง ปั๊มมีอาการสั่น และการทำงานของปั๊มเลวลง การเกิดสภาวะดังกล่าวจะมีผลให้ผิวหน้าของใบพัดและโลหะภายในเรือนปั๊มเกิดการกัดกร่อนเสียหายได้

รูปที่ 1.17 (a) เป็นตัวอย่างที่ได้จากการทดสอบการทำงานของปั๊มเพลานอนขนาด 200 มม. ซึ่งมีใบพัดแบบดูดด้านเดียว ในการทดสอบนี้ จะกำหนดให้ปั๊มมีระดับความดันสัมบูรณ์หน้าทางดูดของใบพัดขนาดต่างๆ กัน จะเห็นได้ว่าเมื่อความดันลดลง เส้นกราฟ H-Q จะตกลงอย่างรุนแรงเมื่อเทียบกับเส้นกราฟซึ่งมีความดันเพียงพอ ค่าประสิทธิภาพก็จะลดลงตามมาด้วย ทั้งหมดนี้เป็นผลสืบเนื่องมาจากคาวิเตชั่น

สำหรับปั๊มแบบ Axial Flow ในรูปที่ 1.17 (b) เมื่อระดับความดันด้านดูดลดลง เส้นกราฟ H-Q จะลดต่ำลงตลอดช่วงอัตราการสูบ

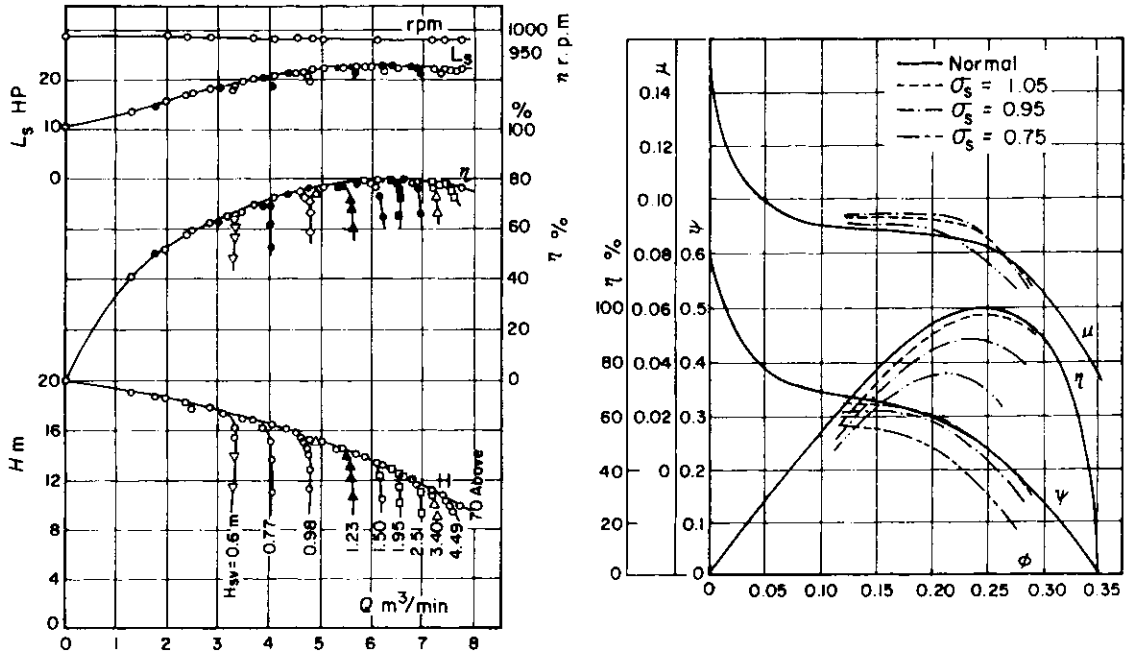
เพื่อที่จะให้ปั๊มทำงานได้ดีจำเป็นต้องติดตั้งให้มีความดันสัมบูรณ์หน้าใบพัดมากพอ ความดันดังกล่าวสำหรับการติดตั้งในสภาวะหนึ่งเรียกว่า Available Net Positive Suction Head หรือ $NPSH_a$ ซึ่งคำนวณได้โดยสมการ

$$NPSH_a = H_a + h_s - h_l - h_v \qquad \text{..... (1.22)}$$

โดย $NPSH_a$ = NPSH *ที่มีอยู่หรือ* Available NPSH (m)

H_a = *ความดันของบรรยากาศเทียบให้เป็นความสูงของแท่งของเหลว* (m) *ดูตารางที่ 1.4*

h_s = *เฮดทางด้านดูดเทียบกับระดับศูนย์กลางใบพัด* (m) *จะมีค่าเป็นลบถ้าปั๊มอยู่เหนือผิวของของเหลว*



(a) Centrifugal pump (b) Axial flow pump

รูปที่ 1.17 การทำงานของปั๊มที่ได้รับความกระทบกระเทือนจากคาวิเตชั่น

ตารางที่ 1.4 ความดันของบรรยากาศเทียบให้เป็นความสูงของแท่งน้ำที่ระดับความสูงต่าง ๆ

ระดับ ร.ท.ก (เมตร)	0	200	400	800	1000	1500	2000	3000
ความดัน (เมตร)	10.33	10.20	9.85	9.38	9.17	8.64	8.12	7.16

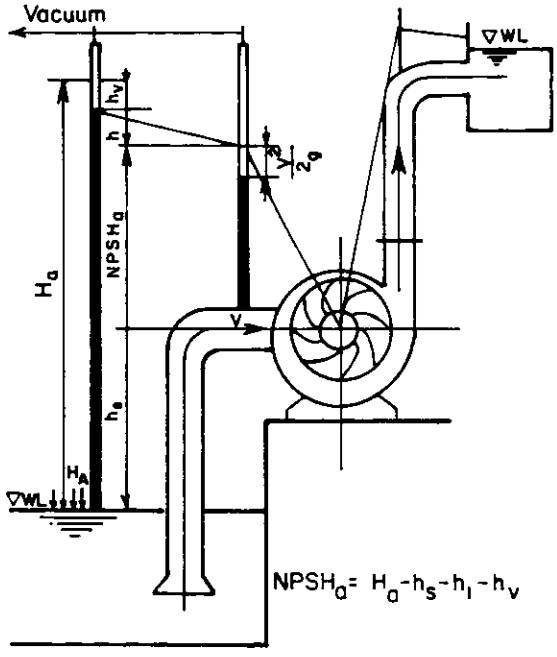
ตารางที่ 1.5 ความดันไอน้ำอิ่มตัวที่อุณหภูมิขนาดต่าง ๆ

อุณหภูมิ (องศา °C)	0	10	20	30	40	60	80	100
ความดัน (เมตร)	0.06	0.13	0.24	0.43	0.75	2.03	4.83	10.30

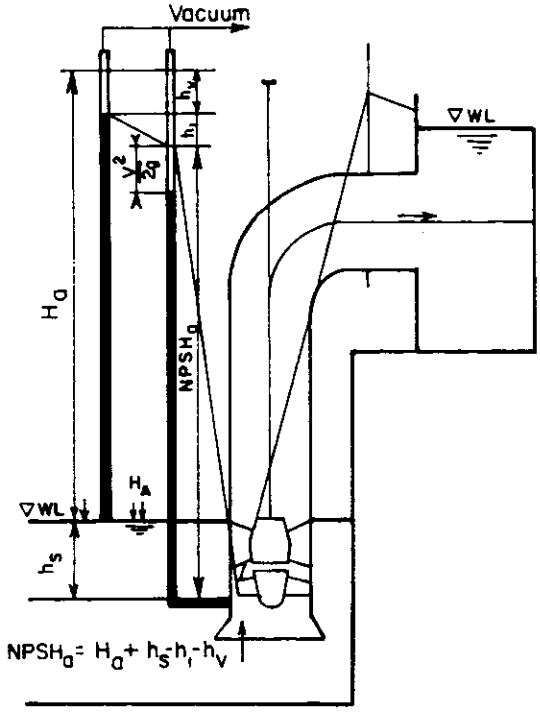
h_l = *การสูญเสียเฮดเนื่องจากการไหลผ่านท่อดูด* (m)

h_v = *เฮดความดันไอน้ำอิ่มตัว* (m) *ดูตารางที่ 1.5*

จะเห็นได้ว่า $NPSH_a$ จะเป็นค่าความดันสัมบูรณ์ที่หน้าใบพัดของปั๊ม ค่าดังกล่าวนี้ขึ้นอยู่กับการติดตั้ง (h_s) จำนวนอุปกรณ์ต่างๆ ทางด้านท่อดูด (h_l) และอุณหภูมิของของเหลว (h_v) รายละเอียดของสมการ (1.22) แสดงไว้ในรูปที่ (1.18)



(ก) ปั๊มติดตั้งอยู่เหนือผิวน้ำ



(ข) ปั๊มจุ่มอยู่ในน้ำ

รูปที่ 1.18 Net Positive Suction Head (NPSH) ของปั๊ม

ใบพัดของปั๊มเทอร์โบทุกชนิดจะทำงานได้ดีเมื่อมีค่า $NPSH_a$ หน้าใบพัดมากพอ แต่เนื่องจากการออกแบบ ค่า NPSH ที่มากพอสำหรับใบพัดแต่ละแบบจะไม่เท่ากัน ดังนั้นผู้ผลิตจึงจำเป็นต้องระบุค่า NPSH ที่ใบพัดแต่ละแบบต้องการ หรือ $NPSH_r$ (Required NPSH) ว่ามีค่าเท่าใด $NPSH_r$ เป็นค่าที่เกิดจากการสูญเสียความดันขณะของเหลวไหลเข้าสู่ใบพัด ดังนั้นมันจะขึ้นอยู่กับอัตราการสูบด้วย **ในการออกแบบติดตั้งปั๊มจำเป็นต้องให้ค่า $NPSH_a$ มากกว่า $NPSH_r$ เสมอ**

ค่า $NPSH_r$ อาจจะคำนวณได้จากความเร็วจำเพาะด้านดูด (Suction Specific Speed) ซึ่งแสดงไว้ในสมการที่ (1.23)

$$S = \frac{N \cdot \sqrt{Q}}{(NPSH_r)^{3/4}} \qquad \text{..... (1.23)}$$

โดย S = *ความเร็วจำเพาะด้านดูด*

N = *ความเร็วรอบของใบพัด* (rev/min)

Q = *อัตราการสูบ* (m^3/min)

$NPSH_r$ = NPSH *ที่ต้องการ* (m)

ไม่ว่าความเร็วจำเพาะของใบพัดจะมีค่าเป็นเท่าใด ที่จุดซึ่งใบพัดทำงานได้ประสิทธิภาพสูงสุด (bep) ค่า S จะอยู่ระหว่าง 1,200 ถึง 1,500 จากสมการที่ (1.23) จะได้ว่า

$$NPSH_r = \left[\left(\frac{N \cdot \sqrt{Q}}{S}\right)\right]^{4/3} \qquad \text{..... (1.24)}$$

เนื่องจาก $NPSH_r$ ขึ้นอยู่กับอัตราการสูบ ดังนั้นในกรณีที่เป็นใบพัดแบบดูดสองด้าน (Double Suction Impeller) ค่า $NPSH_r$ จะลดลงมาก (ลดลงเหลือประมาณ 63% ของกรณีที่เป็นการดูดด้านเดียว) ทั้งนี้เนื่องจากของเหลวจะไหลเข้าทั้งสองหน้าของใบพัด ค่า Q ที่ใช้ในสมการ (1.24) จึงเป็นเพียงครึ่งหนึ่งของอัตราการสูบของปั๊มเท่านั้น

ค่า Cavitation Constant ของ Thoma, σ, ซึ่งแสดงไว้ในสมการที่ (1.25) สามารถนำมาใช้หา $NPSH_r$ ได้เช่นเดียวกัน

$$\sigma = \frac{NPSH_r}{H} \qquad \text{..... (1.25)}$$

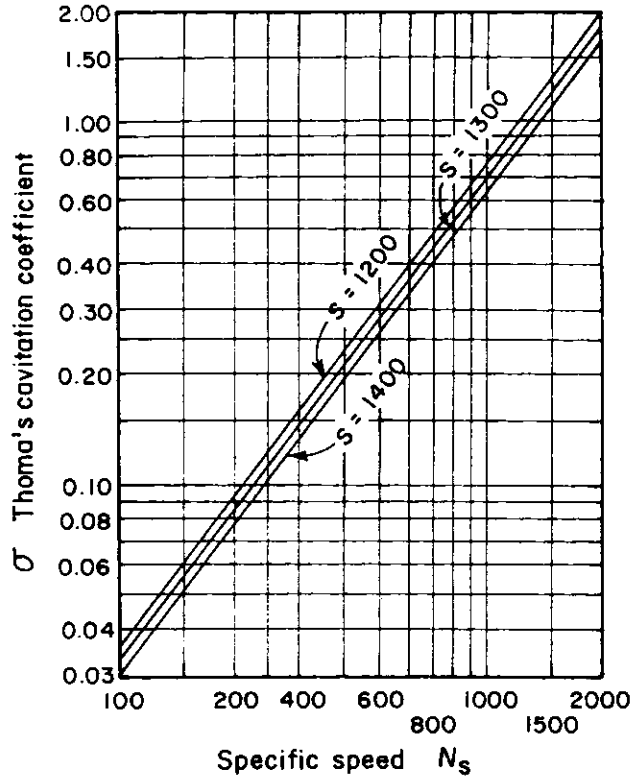
จากสูตรของความเร็วจำเพาะ และความเร็วจำเพาะด้านดูดจะได้ว่า

$$\sigma = (N_s / S)^{4/3}$$

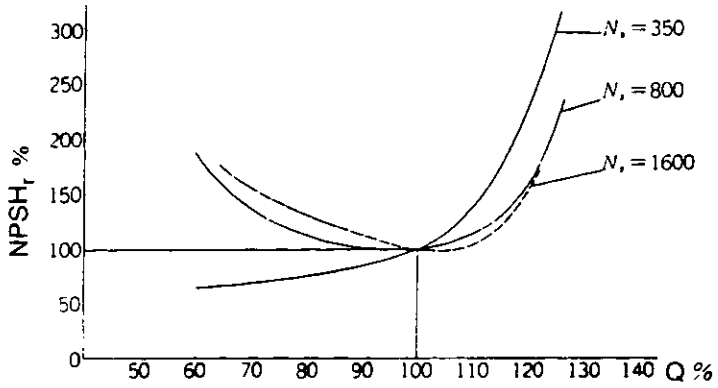
รูปที่ 1.19 แสดงให้เห็นถึงความสัมพันธ์ระหว่าง Thoma's Cavitation Constant, σ กับความเร็วจำเพาะเมื่อ S มีค่าจาก 1,200 ถึง 1,400

ในสภาพตามความเป็นจริง ปั๊มที่ติดตั้งไว้อาจจะไม่ได้ทำงานที่อัตราการสูบหรือเฮดที่จะให้ประสิทธิภาพสูงสุดเสมอไป ดังนั้น $NPSH_r$ จะผันแปรตามไปด้วย ค่า $NPSH_r$ เมื่ออัตราการสูบเปลี่ยนไปจากจุด **bep** (Best Efficiency Point) สำหรับความเร็วจำเพาะขนาดต่างๆ แสดงไว้ในรูปที่ 1.20

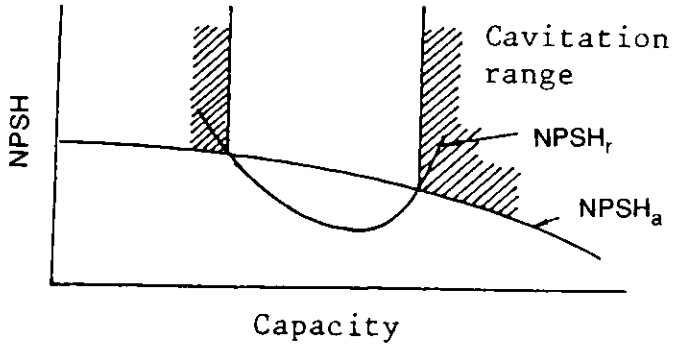
เนื่องจากในการติดตั้งปั๊มจำเป็นต้องให้ $NPSH_a$ มากกว่า $NPSH_r$ เสมอ **ดังนั้นจึงต้องตรวจสอบว่า $NPSH_a$ จะต้องไม่น้อยกว่า 1.2 เท่าของค่าที่คำนวณได้จากสมการที่ (1.24) ถึงแม้ว่าปั๊มจะทำงานอยู่ในบริเวณใกล้เคียงกับ bep ก็ตาม**



รูปที่ 1.19 ความสัมพันธ์ระหว่าง σ และความเร็วจำเพาะ



รูปที่ 1.20 ความผันแปรของ NPSH$_r$ กับอัตราการสูบ



รูปที่ 1.21 ช่วงการทำงานของปั๊มที่อาจเกิดคาวิเตชั่น

บันทึก

บทที่ 2

การวางโครงการเบื้องต้น

2.1 การพิจารณาวางโครงการ

งานสูบน้ำเป็นงานที่มีหน้าที่และบทบาทที่สำคัญในโครงสร้างการพัฒนาหลายด้าน ต่อไปนี้เป็นตัวอย่างของการใช้ปั๊มในงานสูบน้ำที่มีปริมาณมาก ๆ

- *งานประปาสำหรับเขตเมืองซึ่งต้องใช้ปั๊มสูบน้ำดิบ ส่งไปผลิตเป็นน้ำประปา และแจกจ่ายให้กับประชาชน*
- *งานบำบัดน้ำเสียและระบายน้ำฝนจากชุมชนเมือง เพื่อการบำบัดและระบายน้ำ*
- *เพื่อการเกษตร เช่น งานสูบน้ำเพื่อการชลประทาน งานระบายน้ำเพื่อป้องกันน้ำท่วมหรือเพื่อการปรับปรุงสภาพที่ดิน เป็นต้น*
- *ในอุตสาหกรรม เช่น ในงานสูบน้ำหล่อเย็นของโรงงานอุตสาหกรรม*

งานสูบน้ำไม่เพียงแต่ต้องการงบประมาณเพื่อลงทุนก่อสร้างเท่านั้น แต่ยังต้องเสียค่าใช้จ่ายเป็นค่าพลังงานในการสูบและบำรุงรักษาเมื่อการก่อสร้างแล้วเสร็จอีกด้วย ดังนั้นการพิจารณาวางโครงการจึงต้องกระทำอย่างรอบคอบและพิจารณาครอบคลุมทั้งระบบ

หลักการสำคัญที่จะต้องคำนึงถึง เพื่อให้การวางโครงการและการออกแบบมีประสิทธิผล มีดังนี้คือ

1. **ความประหยัดค่าลงทุน แต่ให้มีความเชื่อถือได้ตามวัตถุประสงค์ในการใช้งานสูงสุด**
2. **สะดวกต่อการใช้งานและบำรุงรักษาตลอดอายุใช้งานของโครงการ**
3. **ประหยัดพลังงานเพื่อให้มีค่าใช้จ่ายประจำต่ำสุด**

การพิจารณาโครงการจำเป็นจะต้องรวบรวมเอาความเชี่ยวชาญทางด้านวิศวกรรมหลายสาขามาประกอบเข้าด้วยกัน เช่น ด้านวิศวกรรมเครื่องกล โยธา ไฟฟ้า วิศวกรรมควบคุม เป็นต้น หลักการทั้งสามข้อที่กล่าวจะต้องนำเข้ามาพิจารณาในทุกขั้นตอนของการวางโครงการและการออกแบบ เพื่อให้โครงการนั้นบรรลุวัตถุประสงค์อย่างมีประสิทธิผลสูงสุด

2.2 การเลือกที่ตั้งโครงการและการตรวจสอบ

การพิจารณาวางโครงการสูบน้ำเริ่มจากการเลือกที่ตั้งโครงการ ที่ตั้งที่เหมาะสมจะทำให้สถานีสูบน้ำทำงานได้สะดวกและประหยัดค่าก่อสร้าง ความเหมาะสมทางเทคนิคควรจะมีความสำคัญเป็นอันดับแรก แต่ในขณะเดียวกันจะต้องคำนึงถึงสภาพแวดล้อมและปัญหาทางสังคมที่จะตามมาด้วย เช่น การจัดหาที่ดิน ความเกี่ยวพันกับโครงการพัฒนาอื่นในพื้นที่ที่มีอยู่ก่อนแล้ว พระราชบัญญัติและกฎระเบียบของท้องถิ่นที่จะต้องปฏิบัติตาม เป็นต้น

(1) เงื่อนไขทั่วๆ ไปเกี่ยวกับการเลือกสถานที่

เงื่อนไขต่อไปนี้เป็นสิ่งที่จะต้องนำเข้ามาพิจารณาในการวางโครงการ

1) สภาพภูมิประเทศ ตำแหน่งที่ตั้งของสถานีสูบน้ำไม่ควรจะมีผลให้เกิดเฮดทางด้านดูดหรือด้านจ่ายสูงเกินไป กล่าวคือระดับดินควรอยู่ใกล้ผิวน้ำเพื่อหลีกเลี่ยงการขุดบ่อสูบที่ลึกมาก เฮดด้านดูดที่ต่ำจะเอื้ออำนวยให้สามารถเลือกใช้ปั๊มที่ราคาไม่สูงมากได้

2) ความมั่นคงแข็งแรงของฐานราก สภาพดินควรจะมีความเหมาะสมต่อการก่อสร้างฐานรากและอาคารสถานี พื้นดินและตลิ่งจะต้องมั่นคง ไม่มีการทรุดตัวหรือถูกน้ำกัดเซาะพังทลายได้ง่าย

3) สภาพแวดล้อมและปัญหาทางสังคม

- สามารถจัดซื้อที่ดินได้ ไม่มีอุปสรรคในการดำเนินการก่อสร้าง ตัวอาคารที่จะสร้างขึ้นไม่มีผลกระทบในแง่ลบต่อสิ่งก่อสร้างที่มีอยู่ก่อนแล้ว
- มีถนนเข้าออกที่เหมาะสมสำหรับการดำเนินการก่อสร้างและขนย้ายเครื่องมือ
- อยู่ใกล้สายส่งที่มีแรงดันกระแสไฟฟ้าที่เหมาะกับความต้องการของสถานี ถ้าความมั่นคงของกระแสไฟฟ้าที่มีอยู่เชื่อถือได้น้อย อาจจำเป็นต้องพิจารณาเลือกต้นกำลังที่เป็นเครื่องยนต์
- สถานีสูบน้ำจะต้องอยู่ในสถานที่ที่จะเข้าไปปฏิบัติงานได้สะดวกเมื่อการก่อสร้างเสร็จแล้ว
- จำเป็นต้องมีการศึกษาล่วงหน้าถึงค่าใช้จ่ายที่อาจเกิดจากผลกระทบทางสังคมของโครงการไว้ด้วย
- การออกแบบ ก่อสร้าง และดำเนินงานโครงการจะต้องปฏิบัติตามกฎหมายและระเบียบของท้องถิ่น
- จะต้องศึกษาถึงผลกระทบในเรื่องเสียง ความสั่นสะเทือน และมลภาวะที่อาจเกิดขึ้นจากการดำเนินการโครงการนั้น

(2) การพิจารณาตามลักษณะงาน

การพิจารณาตามลักษณะงานในเรื่องที่สำคัญๆ มีดังนี้ คือ

1) งานสูบน้ำจากแม่น้ำ จำเป็นต้องพิจารณาระดับน้ำที่ผันแปรไปตามฤดูกาล ที่ตั้งของสถานีควรจะอยู่ใกล้แม่น้ำ แต่ก็จำเป็นต้องคำนึงถึงความมั่นคงของตลิ่งและพื้นท้องน้ำ ด้วยว่าจะมีการกัดเซาะ หรือพัดพาตะกอนเข้ามาตกจมในท่อ หรือร่องนำน้ำเข้ามาสู่บ่อสูบในเกณฑ์ที่ยอมรับได้หรือไม่ ถ้ามีตะกอนทรายไหลมากับน้ำเป็นปริมาณมากก็อาจต้องจัดให้มีบ่อดักตะกอนก่อนหน้าบ่อสูบ เป็นต้น

2) งานวางท่อส่งน้ำ ท่อส่งน้ำจากปั๊มควรจะมีระดับลาดขึ้นตามความยาวเพื่อป้องกันการสะสมของฟองอากาศในท่อ ระดับหลังท่อจะต้องเป็นแนวตรงและอยู่ต่ำกว่าระดับปลายท่อ ถ้าจำเป็นต้องติดตั้งปั๊มเพื่อช่วยเพิ่มแรงดัน (Booster Pump) ในช่วงใดช่วงหนึ่งของท่อ ความดันทางด้านดูดของปั๊มจะต้องเป็นบวกเสมอไม่ว่าอัตราการไหลจะเป็นเท่าใด

3) งานระบายน้ำ ร่องนำน้ำที่ต้องการระบายมาสู่สถานีสูบน้ำควรจะเป็นแนวตรง แนวโค้งหน้าสถานีอาจก่อให้เกิดความแปรปรวนในการไหลซึ่งจะเป็นผลให้ประสิทธิภาพการทำงานของปั๊มลดลง ร่องนำน้ำที่ยาวและแคบอาจก่อให้เกิดคลื่นเมื่อเริ่มและหยุดเดินเครื่อง

4) งานบำบัดน้ำเสีย เมื่อต้องมีการสูบน้ำในระบบบำบัดน้ำเสีย การวางผังระบบบำบัดจะต้องจัดให้สถานีสูบน้ำอยู่ใกล้กับจุดรวมน้ำมากที่สุด ตำแหน่งดังกล่าวจะต้องเอื้อต่อการปฏิบัติตามขั้นตอนของขบวนการบำบัดนั้นด้วย

5) งานสูบน้ำทะเลเพื่อการหล่อเย็นของโรงงานอุตสาหกรรม ที่ตั้งของสถานีไม่ควรจะถูกกระทบกระเทือนจากความรุนแรงของคลื่นและลมซึ่งจะเป็นตัวนำทรายมาสู่สถานี ต้องมีการป้องกันไม่ให้มีหอย แมงกะพรุนหรือสัตว์น้ำเข้ามาในระบบซึ่งอาจทำความเสียหายให้แก่ปั๊มได้

(3) รายการที่ต้องตรวจสอบ

ในงานวางโครงการและออกแบบระบบสูบน้ำ มีรายการทางเทคนิคและทางเศรษฐศาสตร์ที่จำเป็นต้องตรวจสอบเพื่อให้ได้งานสูบน้ำที่เหมาะสมมากที่สุด ก่อนที่จะเริ่มออกแบบรายละเอียด จำเป็นต้องมีข้อมูลตามรายการดังต่อไปนี้ คือ

1) รายละเอียดทางชลศาสตร์ จะต้องมีการศึกษาความผันแปรของระดับน้ำทางด้านดูดและด้านจ่ายซึ่งเปลี่ยนไปตามฤดูกาล ความแตกต่างของระดับทั้งสองหรือ **เฮดสถิตย์** (Static Head) ที่ปั๊มจะต้องรับภาระเป็นประจำ ค่าเฮดสูงสุดและต่ำสุดที่อาจเกิดขึ้นในช่วงระยะเวลาต่างๆ ระดับน้ำสูงสุดในฤดูน้ำหลากที่อาจทำให้น้ำท่วมสถานีสูบน้ำ เป็นต้น

2) คุณภาพของน้ำ จะต้องมีการวิเคราะห์คุณภาพน้ำทางเคมีเพื่อหาความเหมาะสมในการนำไปใช้ และใช้เป็นข้อมูลสำหรับเลือกชนิดของวัสดุที่ประกอบขึ้นเป็นตัวปั๊มและอุปกรณ์ที่สัมผัสกับน้ำ จะต้องตรวจสอบปริมาณของแข็งที่จะถูกพัดพามากับน้ำ เช่น ทราย ซึ่งอาจตกจมในบ่อสูบ และไหลเข้าไปขัดสีทำลายชิ้นส่วนของปั๊มและระบบให้เสียหายได้

3) สิ่งแขวนลอยมากับน้ำ ต้องตรวจสอบว่ามีขยะหรือสิ่งแขวนลอยติดมากับน้ำหรือไม่ เพื่อจะได้เลือกชนิดและออกแบบตะแกรงป้องกันที่เหมาะสม

4) แผนที่ภูมิประเทศ เพื่อให้สามารถกำหนดตำแหน่งของสถานีสูบน้ำ และอาคาร

ที่เกี่ยวข้องอย่างเหมาะสม จะต้องมีการสำรวจและทำแผนที่ภูมิประเทศพร้อมรูปตัดขวาง โดยมีรายละเอียดและมาตราส่วนที่เหมาะกับการออกแบบด้วย

5) สภาพพื้นดิน เพื่อเป็นข้อมูลสำหรับการออกแบบฐานราก จำเป็นต้องมีการตรวจสอบคุณสมบัติของชั้นดินในบริเวณที่จะทำการก่อสร้างซึ่งรวมถึงการหาองค์ประกอบของดินในแต่ละชั้น ความหนาแน่นของดิน ความสามารถในการรับน้ำหนักได้ และตำแหน่งของระดับน้ำใต้ดิน เป็นต้น

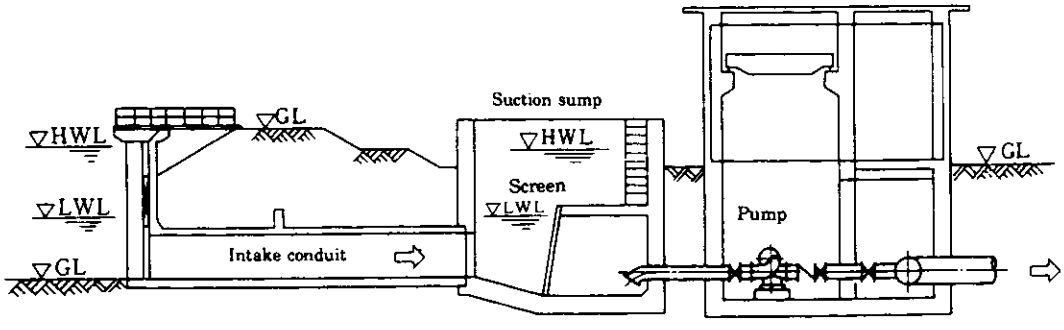
นอกเหนือจากรายการทั้งหมดที่กล่าวข้างต้นซึ่งจะคล้ายคลึงกันในงานสูบน้ำทุกประเภท ยังมีรายการอื่นที่เกี่ยวกับวัตถุประสงค์เฉพาะของงาน เป็นต้นว่าจะต้องใช้ข้อมูลทางอุตุนิยมวิทยาประกอบด้วยถ้าเป็นงานที่เกี่ยวกับการชลประทาน หรือการระบายน้ำ เป็นต้น ในกรณีที่เป็นงานจัดหาน้ำเพื่อการอุปโภคบริโภค หรือการบำบัดน้ำเสีย จำเป็นจะต้องทราบภาระงานของปั๊มในระยะเริ่มโครงการ และที่คาดว่าจะเกิดขึ้นในอนาคต

2.3 รูปแบบของสถานีสูบน้ำ

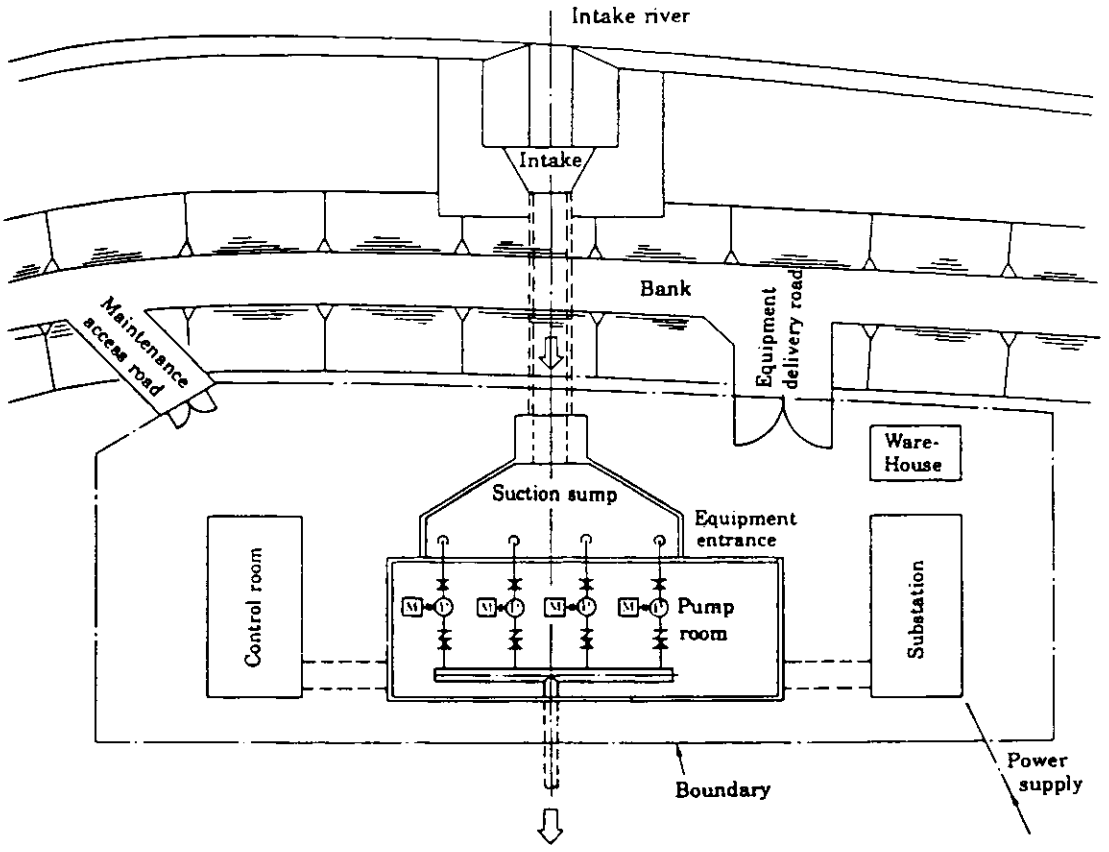
การเลือกตำแหน่งที่ตั้งของสถานีสูบน้ำ จำเป็นต้องพิจารณาร่วมกับรูปแบบของสถานีที่จะเลือกใช้ การออกแบบทางชลศาสตร์ของทางรับน้ำเข้าสู่สถานีจะต้องใช้ค่าอัตราการสูบสูงสุด แต่ให้คำนึงถึงอัตราที่สูบบ่อยครั้งที่สุดด้วย

ขนาดของพื้นที่ที่จะก่อสร้างสถานี จะต้องพิจารณาตามรายละเอียดที่จะกล่าวถึงในหัวข้อถัดไป ผู้วางผังและออกแบบสถานีควรจะศึกษาจากตัวอย่างที่คล้ายคลึงกับที่มีใช้อยู่แล้ว

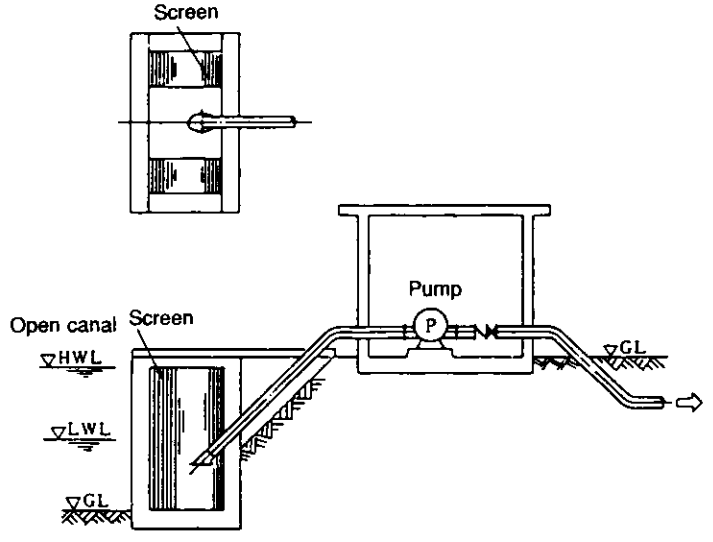
สถานีที่สูบน้ำจากแม่น้ำหรืออ่างเก็บน้ำมักจะเป็นงานสูบน้ำเพื่อการชลประทาน งานสูบน้ำดิบเพื่อการประปา หรืองานหล่อเย็นสำหรับโรงงานอุตสาหกรรม อาคารสถานีสูบน้ำจากแหล่งนี้ควรจะออกแบบให้กระทบกระเทือนต่อลำน้ำน้อยที่สุด ตัวอย่างสถานีสูบน้ำจากแม่น้ำซึ่งอยู่หลังทำนบดินแสดงไว้ในรูปที่ 2.1 และผังบริเวณสถานีซึ่งประกอบด้วยตัวอาคารสถานี และสิ่งก่อสร้างอื่นๆ แสดงไว้ในรูปที่ 2.2 รูปที่ 2.3 เป็นสถานีสูบน้ำขนาดเล็กซึ่งปลายท่อดูดจุ่มอยู่ในกรงที่มี



รูปที่ 2.1 ลักษณะทั่ว ๆ ไปของอาคารรับน้ำของสถานีสูบน้ำ

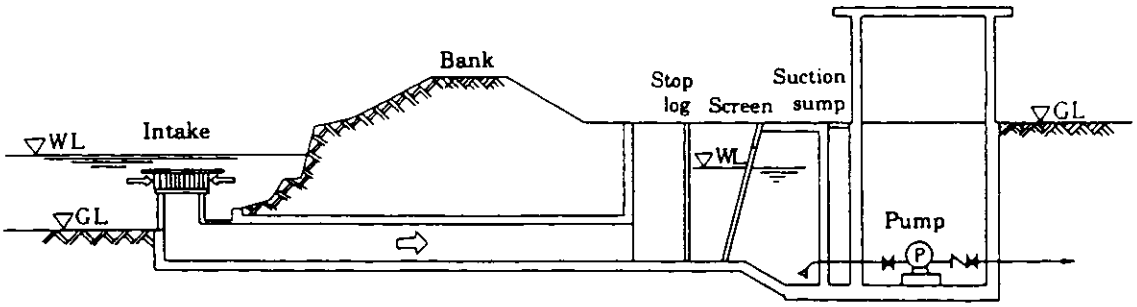


รูปที่ 2.2 แผนผังสถานีสูบน้ำ

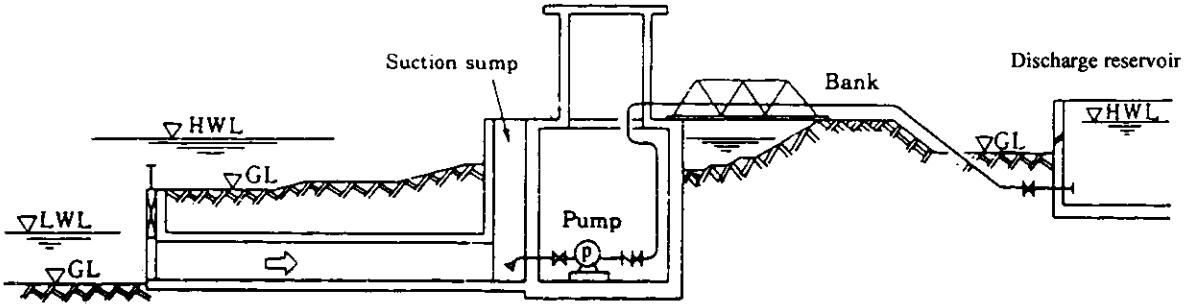


รูปที่ 2.3 ตัวอย่างสถานีสูบน้ำขนาดเล็ก

ก) อาคารรับน้ำจากอ่างเก็บน้ำ



ข) อาคารรับน้ำจากแม่น้ำ



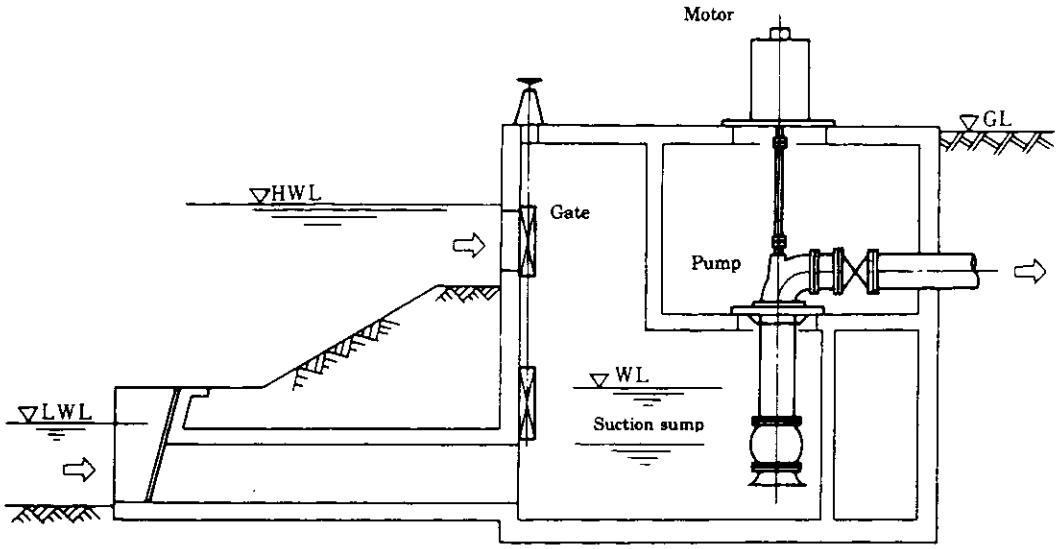
รูปที่ 2.4 รูปแบบอาคารรับน้ำของสถานีสูบน้ำ

ตะแกรงป้องกันขยะที่ลอยมากับน้ำ สถานีสูบน้ำอาจจะตั้งอยู่ภายในหรือภายนอกทำนบดิน ดังแสดงไว้ในรูปที่ 2.4 การเลือกสถานีสูบน้ำแบบต่างๆ อาจจะขึ้นอยู่กับสภาพของสถานที่ตั้ง อย่างไรก็ตาม สิ่งที่สำคัญก็คือจะต้องจัดให้มีการไหลที่เรียบและต่อเนื่องเข้าสู่บ่อสูบ

ในกรณีที่ระดับน้ำสูงสุดและต่ำสุดมีความแตกต่างกันมาก และมีตะกอนทรายมากในฤดูน้ำหลาก การแก้ปัญหาดังกล่าวทำได้โดยจัดให้มีช่องเปิดรับน้ำสองระดับเพื่อที่จะได้รับน้ำที่ใสสะอาดเท่านั้น ดังเช่นในรูปที่ 2.5 ปัญหาเรื่องความแตกต่างของระดับน้ำตามฤดูกาลอาจแก้ได้โดยการติดตั้งปั๊มในลักษณะต่างๆ ดังแสดงไว้ในรูปที่ 2.6

ในงานสูบน้ำเพื่อระบายน้ำฝนซึ่งมักจะมีน้ำที่ต้องการกำจัดออกไปจากพื้นที่เป็นปริมาณมาก กรณีเช่นที่ว่านี้จำเป็นจะต้องจัดให้มีอ่างพักน้ำขนาดใหญ่หน้าบริเวณสถานี เพื่อให้การสูบน้ำเป็นไปอย่างต่อเนื่องโดยไม่ก่อให้เกิดการเปลี่ยนแปลงทิศทางและความเร็วของการไหล และจะต้องจัดให้มีลาดชลศาสตร์ (Hydraulic Gradient) ที่เหมาะสม เพื่อที่ว่าอัตราการไหลมาสู่บ่อสูบสูงพอที่จะทำให้การสูบดำเนินไปอย่างต่อเนื่อง

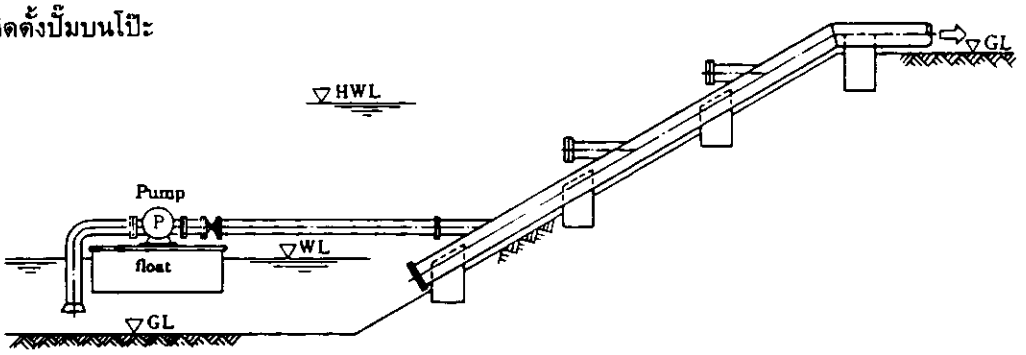
การจัดให้มีอ่างพักน้ำอยู่หน้าสถานี โดยมีพื้นที่ผิวน้ำมากพอสมควรเป็นสิ่งที่ดี เพราะว่าน้ำในช่วงน้ำหลากสูงสุดจะมารวมอยู่หน้าสถานีเป็นปริมาตรเท่ากับปริมาตรของอ่าง ทำให้สามารถใช้ปั๊มขนาดเล็กลง และทำงานต่อเนื่องกันเป็นระยะเวลายาวนานโดยไม่ต้องเปิด-ปิดบ่อยครั้ง



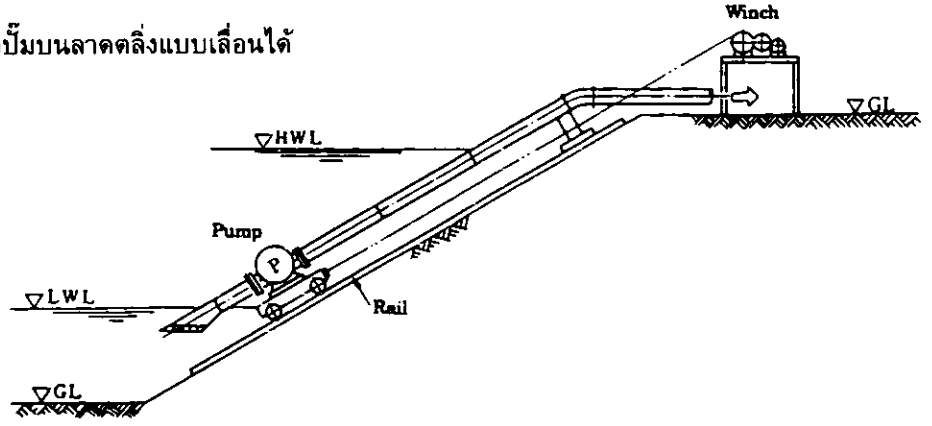
รูปที่ 2.5 อาคารแบบรับน้ำได้ 2 ระดับ

ในกรณีที่สามารถกำจัดน้ำออกจากบริเวณได้โดยอาศัยแรงดึงดูดของโลก เช่นระดับน้ำภายนอกบริเวณป้องกันอยู่ต่ำกว่า ก็อาจจะเสริมท่อระบายพร้อมประตูเข้าไป และให้น้ำไหลผ่านท่อเมื่ออัตราที่ต้องระบายไม่มากนัก และปิดประตูเมื่อจำเป็นต้องใช้ปั๊ม ลักษณะการวางผังระบบเช่นที่กล่าวนี้แสดงไว้ในรูปที่ 2.7

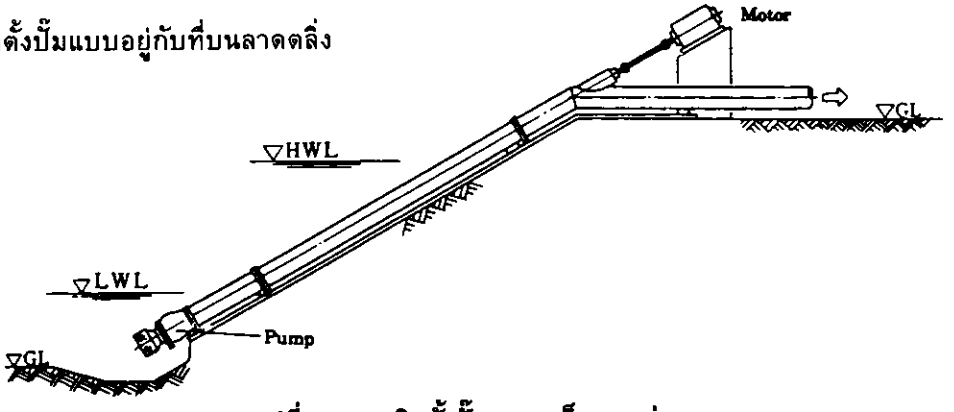
ก) ติดตั้งปั๊มบนโป๊ะ



ข) ติดตั้งปั๊มบนลาดตลิ่งแบบเลื่อนได้

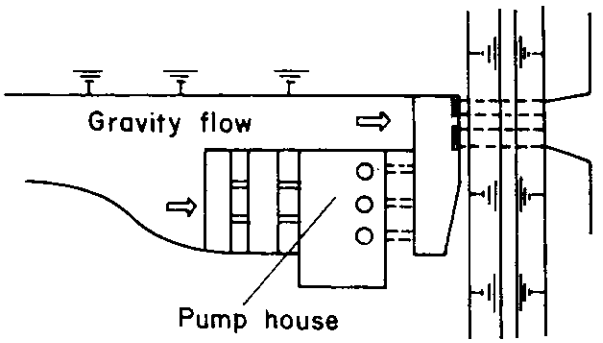


ค) ติดตั้งปั๊มแบบอยู่กับที่บนลาดตลิ่ง

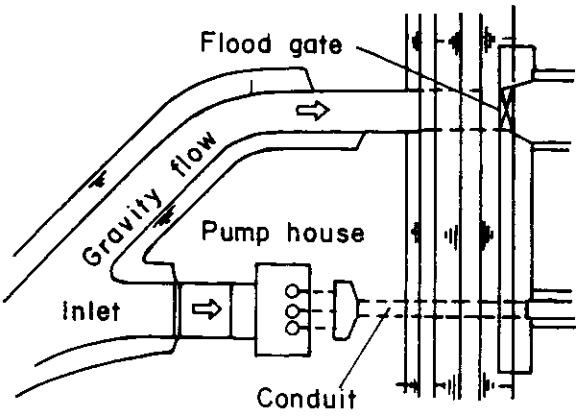


รูปที่ 2.6 การติดตั้งปั๊มขนาดเล็กแบบต่าง ๆ

ก) สถานีตั้งอยู่บนฝั่งด้านหนึ่งของคลองระบายน้ำ



ข) สถานีแยกออกมาจากคลองระบายน้ำ



รูปที่ 2.7 สถานีสูบระบายน้ำ

บันทึก

บทที่ 3

การพิจารณาทางชลศาสตร์

3.1 อัตราการสูบและจำนวนปั๊มที่ต้องการ

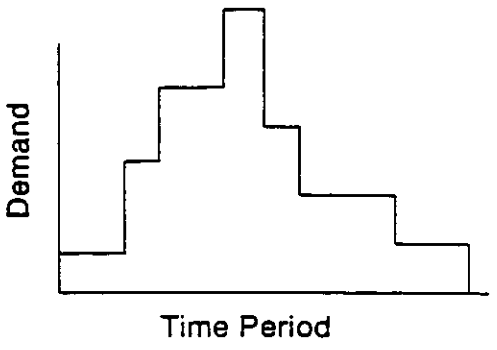
การที่จะกำหนดอัตราการสูบที่ต้องการสำหรับงานสูบน้ำเพื่อวัตถุประสงค์อย่างใดอย่างหนึ่ง จำเป็นต้องพิจารณาตามวิธีการหาความต้องการน้ำสำหรับงานนั้นๆ โดยเฉพาะ โดยทั่วๆ ไป อัตราการใช้น้ำสูงสุดจะเป็นตัวกำหนดขนาดของสถานี อัตราการสูบสูงสุดอาจจะได้จากการเดินปั๊มพร้อมกันหลายเครื่อง ก่อนที่จะกำหนดจำนวนเครื่อง จำเป็นต้องทราบความผันแปรของความต้องการน้ำในช่วงระยะเวลาต่างๆ เสียก่อน

สาเหตุที่ต้องหาจำนวนปั๊มและอัตราการสูบของปั๊มแต่ละเครื่อง ก็เพื่อจะให้ประหยัดค่าลงทุนและค่าพลังงานในการสูบ นอกจากนั้นยังต้องการให้เกิดความคล่องตัวในการตอบสนองต่อความต้องการที่เปลี่ยนแปลงไปกับเวลา หัวข้อที่จะต้องนำเข้ามาพิจารณาในการกำหนดจำนวน และอัตราการสูบของปั๊มแต่ละเครื่องมีดังนี้

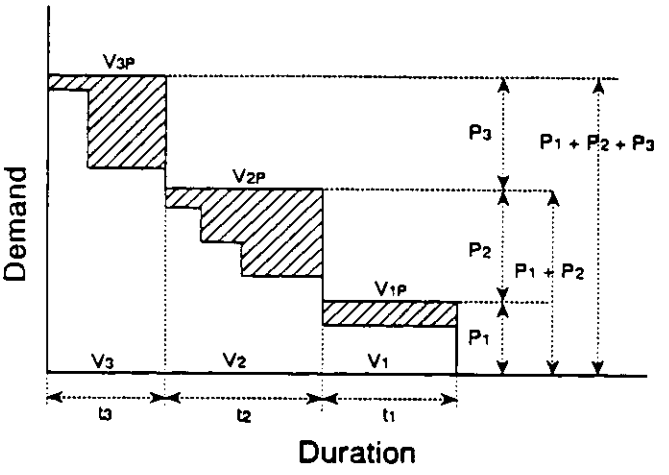
(1) ความสามารถในการปรับตัวให้เข้ากับความต้องการน้ำที่ไม่คงที่

ในงานสูบน้ำ อัตราการใช้น้ำมักจะแปรปรวนตามระยะเวลาและฤดูกาล และขึ้นอยู่กับวัตถุประสงค์ของงานสูบน้ำนั้น เมื่ออัตราการใช้น้ำมีความแปรปรวนมาก งานสูบน้ำอาจจะทำโดยปั๊มหลายเครื่อง และ/หรือหลายขนาด การสูบที่มีประสิทธิภาพและประหยัดทำได้โดยการให้ปั๊มทำงานที่จุดซึ่งเฮดหรืออัตราการสูบตรงกับจุดที่จะให้ประสิทธิภาพสูงสุดโดยไม่ต้องใช้วาล์วหรือประตูน้ำมาปรับอัตราการไหล เมื่อความต้องการน้ำที่ระยะเวลาต่างๆ มีลักษณะดังเช่นรูปที่ 3.1 การสูบน้ำควรจะทำโดยปั๊มหลายเครื่อง ความต้องการน้ำในช่วงระยะเวลาต่างๆ อาจจะนำมาจัดเรียงเสียใหม่ให้มีค่าจากมากไปหาน้อยดังรูปที่ 3.2 ซึ่งจะเห็นได้ว่า งานสูบน้ำที่มีอัตราสูงสุดทำโดยการใช้ปั๊มขนาดเล็ก 1 เครื่องและขนาดใหญ่ที่มีอัตราการสูบเท่ากันอีก 2 เครื่อง คือ P_1, P_2 และ P_3 ตามลำดับ

โดยการแบ่งความรับผิดชอบในการสูบน้ำ ปั๊ม P_1 เพียงเครื่องเดียวจะทำงานในช่วง t_1 ปั๊ม P_1 และ P_2 จะทำงานร่วมกันในช่วง t_2 และปั๊มทั้งสามตัวจะทำงานพร้อมกันในช่วง t_3 ตามลำดับ ส่วนที่แรเงาในรูปหมายถึงอัตราการสูบที่เกินความต้องการ เพื่อเป็นการประหยัด ส่วนที่แรเงาควรจะมีน้อยที่สุด



รูปที่ 3.1 ความต้องการน้ำที่ผันแปรไปตามเวลา



รูปที่ 3.2 ความต้องการน้ำในช่วงระยะเวลาต่าง ๆ

(2) ค่าลงทุนและค่าใช้จ่ายประจำ

ในขณะที่จำนวนปั๊มเพิ่มขึ้น ค่าลงทุนครั้งแรกจะสูงขึ้น แต่จะมีความสามารถปรับตัวให้เข้ากับความต้องการที่เปลี่ยนแปลงดีขึ้น ในแง่ของประสิทธิภาพ ปั๊มขนาดใหญ่จะเสียค่าใช้จ่ายในการสูบต่อหน่วยถูกกว่า บ่อยครั้งที่จำเป็นต้องมีการวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์เพื่อให้ได้จำนวนปั๊มที่เหมาะสมที่สุด กล่าวคือ จำนวนปั๊มที่จะทำให้ผลรวมของค่าลงทุนกับค่าใช้จ่ายประจำปี มีค่าต่ำสุดตลอดอายุการใช้งานของปั๊มนั้น

(3) ความเชื่อถือได้ของสถานี

เพื่อป้องกันความเสียหายอันเนื่องมาจากขาดน้ำเพราะปั๊มชำรุด สถานีสูบน้ำควรจะมีปั๊มอย่างน้อยสองเครื่อง โดยเฉพาะอย่างยิ่งในงานที่มีความสำคัญซึ่งไม่สามารถหยุดซ่อมแซมเป็นระยะเวลานานได้ จำเป็นจะต้องมีปั๊มสำรองเอาไว้อีกหนึ่งเครื่อง

(4) พื้นที่สำหรับติดตั้ง และอัตราการสูบใช้งาน

เมื่อจำนวนปั๊มเพิ่มขึ้น พื้นที่เพื่อการติดตั้งก็จะต้องเพิ่มขึ้นตามไปด้วย ดังนั้นจึงต้องพิจารณาด้วยว่ามีพื้นที่สำหรับติดตั้งปั๊มอยู่มากน้อยเท่าใด เมื่อจำนวนปั๊มลดลง อัตราการสูบต่อเครื่องก็จะเพิ่มขึ้นซึ่งจะมีผลให้ต้องใช้บ่อสูบลึกและมีการขุดดินเพื่อก่อสร้างบ่อสูบมากขึ้น โดยเฉพาะอย่างยิ่งถ้าเป็นปั๊มแบบเพลาตั้ง

(5) การใช้ปั๊มขนาดมาตรฐานของตลาด

ในกรณีที่เป็นงานสูบน้ำที่ไม่ใหญ่นัก เช่น งานที่มีอัตราการสูบไม่เกิน 10 ลูก-บาศก์เมตรต่อนาที ควรเลือกใช้ปั๊มขนาดมาตรฐานที่มีจำหน่ายในท้องตลาดเป็นตัวกำหนดจำนวน

ปั๊มของสถานี เนื่องจากปั๊มเหล่านี้จะมีราคาถูก และหาอะไหล่ได้ง่ายกว่าปั๊มขนาดใหญ่ซึ่งอาจจำเป็นต้องสั่งซื้อโดยตรงจากบริษัทผู้ผลิต

หลังจากเลือกจำนวนปั๊มได้แล้วก็จะสามารถเลือกอัตราการสูบและกำหนดรายละเอียดอย่างอื่นของปั๊มแต่ละขนาดที่เลือกไว้ได้

3.2 การหาเฮดรวม (Total Head)

เฮดรวมของปั๊มจะหาได้จากผลรวมของเฮดสถิตย์ (Static Head) กับเฮดความฝืด (Friction Head) ที่เกิดจากการไหลของของเหลวผ่านท่อและอุปกรณ์ เช่น ข้องอ วาล์ว ฯลฯ ค่าเฮดความฝืดเป็นสัดส่วนโดยตรงกับกำลังสองของความเร็วเฉลี่ยของการไหล

$$H = H_a + H_f \qquad \text{.....(3.1)}$$

โดย H = *เฮดรวม* (m)

H_a = *เฮดสถิตย์* (m)

H_f = *เฮดความฝืด* (m)

เฮดสถิตย์หมายถึงความต่างระดับของของเหลวทางด้านดูดและด้านจ่ายที่เกิดขึ้นในขณะที่ปั๊มกำลังทำงาน ในการเลือกกำหนดระดับของของเหลวทางด้านดูด จะต้องพิจารณาการเสียเฮดในขณะที่ของเหลวไหลจากแหล่งมาสู่บ่อสูบด้วย ในทำนองเดียวกัน การกำหนดระดับของของเหลวทางด้านจ่าย จะต้องพิจารณาจากระดับของของเหลวที่แท้จริงในบ่อรับน้ำหรือระดับความดันใช้งานของอุปกรณ์ที่ปลายท่อด้วย

ในกรณีที่ระดับของของเหลวมีการเปลี่ยนแปลงขณะที่ปั๊มกำลังทำงาน ระดับซึ่งคงอยู่เป็นระยะเวลายาวนานที่สุดจะถูกเลือกใช้เป็นเฮดสถิตย์เพื่อการออกแบบ อย่างไรก็ตามจะต้องมีการวัดค่าสูงสุดและต่ำสุด เพื่อไว้ตรวจสอบขอบเขตที่ปั๊มนั้นจะต้องทำงานด้วย

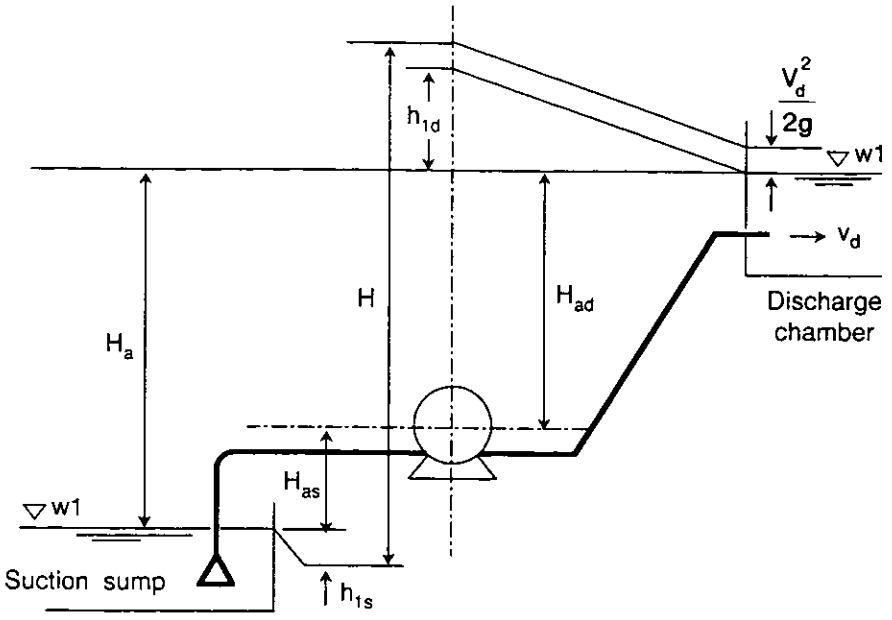
เมื่อของเหลวที่ปลายท่อดูดหรือท่อจ่ายอยู่ภายใต้ความดัน เช่นการสูบจากหรือส่งไปสู่ภาชนะปิด ความดันดังกล่าวจะต้องนำมาพิจารณาโดยเปลี่ยนให้เป็นเฮดของของเหลวนั้น

รายละเอียดของวิธีการคำนวณเฮดรวม ภายใต้สภาวะการทำงานของปั๊มแบบต่างๆ มีดังต่อไปนี้

(1) ปั๊มทำงานแบบดูดยก (Suction Lift)

เมื่อปั๊มติดตั้งอยู่เหนือระดับของของเหลว ดังเช่นรูปที่ 3.3 เฮดรวมจะคำนวณได้โดย

$$H = H_{as} + H_{ad} + h_{1s} + h_{1d} + V_d^2 / 2g \qquad \text{.....(3.2)}$$



รูปที่ 3.3 การติดตั้งปั๊มเหนือระดับของของเหลวทางด้านดูด

โดย H_{as} = *เฮดสถิตย์ทางด้านดูด* (m)

H_{ad} = *เฮดสถิตย์ทางด้านจ่าย* (m)

h_{1s} = *เฮดความฝืดทางด้านดูด* (m)

h_{1d} = *เฮดความฝืดทางด้านจ่าย* (m)

V_d = *ความเร็วเฉลี่ยที่ปลายท่อจ่าย* (m)

g = *ความเร่งเนื่องจากแรงดึงดูดของโลก* (= 9.8 m/s^2)

(2) การทำงานเมื่อมีแรงดันทางด้านดูด (Suction Pressure)

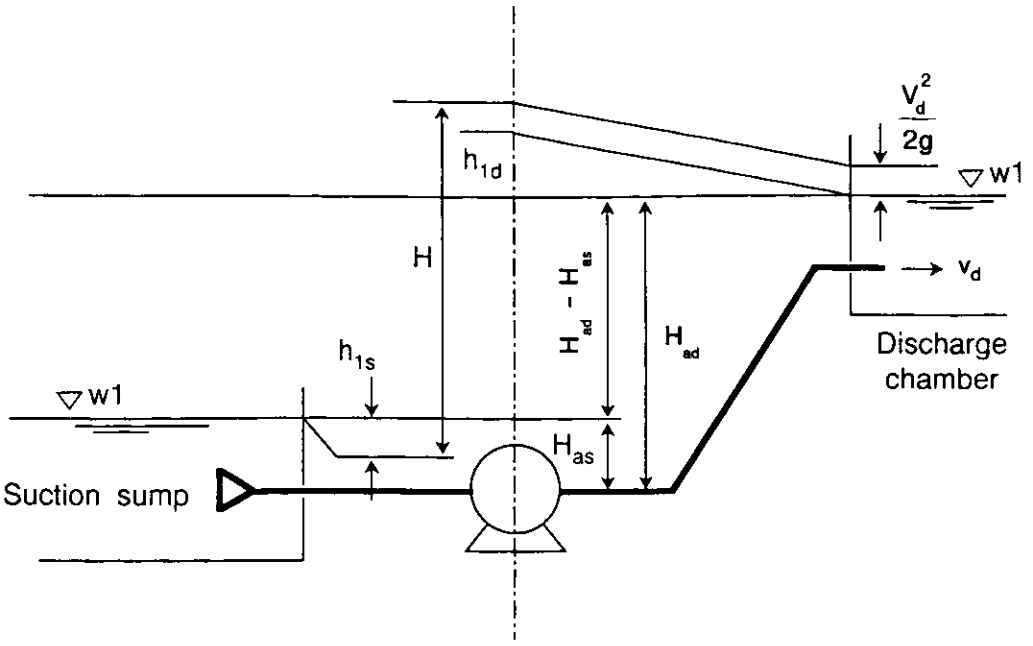
เมื่อติดตั้งปั๊มต่ำกว่าระดับของของเหลวทางด้านดูด ดังรูปที่ 3.4 เฮดรวมจะคำนวณได้โดย

$$H = H_{ad} - H_{as} + h_{1s} + h_{1d} + V_d^2 / 2g \quad \text{.....(3.3)}$$

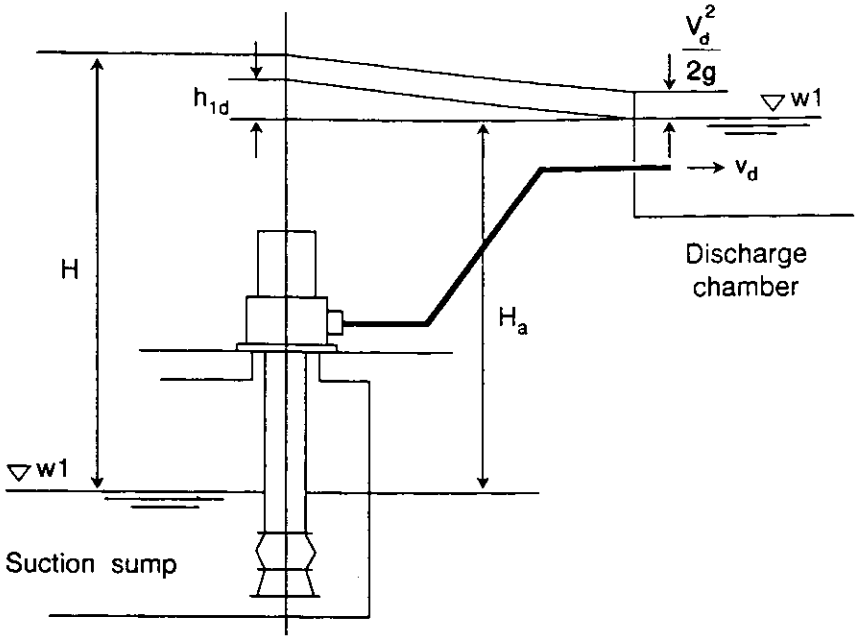
(3) การติดตั้งปั๊มเพลาตั้งแบบจุ่ม (Vertical Wet Pit)

การติดตั้งปั๊มเพลาตั้งหรือเพลาเอียงซึ่งตัวปั๊มจุ่มอยู่ในบ่อสูบดังรูปที่ 3.5 เฮดรวมของปั๊มซึ่งวัดได้เฉพาะทางด้านจ่ายคำนวณได้โดย

$$H = H_a + h_{1d} + V_d^2 / 2g \quad \text{.....(3.4)}$$



รูปที่ 3.4 การติดตั้งปั๊มต่ำกว่าระดับของของเหลวทางด้านดูด



รูปที่ 3.5 การติดตั้งปั๊มเพลาตั้งแบบจุ่ม (Wet Pit Type Vertical Pump)

การคำนวณเฮดความฝืดเมื่อของเหลวไหลผ่านท่อและอุปกรณ์ สามารถทำได้โดยใช้สูตรซึ่งมีอยู่ในตำรากลศาสตร์ของของไหล และที่ให้ไว้ในภาคผนวก

3.3 กราฟเฮดของระบบและจุดทำงานของปั๊ม

(1) กราฟเฮดของระบบ (System Head Curves)

วัตถุประสงค์ของการติดตั้งปั๊ม เพื่อจะดูดของเหลวจากระดับหนึ่ง แล้วเพิ่มพลังงานให้มันเอาชนะความต่างระดับของของเหลวระหว่างปลายท่อดูดและท่อจ่าย รวมทั้งการเสียพลังงานในขณะที่มันไหลผ่านท่อและอุปกรณ์ จนสามารถไหลไปสู่ปลายท่อด้วยอัตราและความดันที่ต้องการ ในการที่จะหาว่าปั๊มเครื่องหนึ่งจะให้อัตราการไหลและเฮดเท่าใดภายใต้สภาวะการทำงานซึ่งเกิดจากการติดตั้งระบบท่อและอุปกรณ์ที่ออกแบบไว้ จำเป็นจะต้องมีกราฟเฮดของระบบเข้ามาพิจารณาประกอบกับกราฟแสดงลักษณะการทำงาน (กราฟ H-Q) ของปั๊มนั้น

ลักษณะทางชลศาสตร์ของระบบสูบน้ำซึ่งแสดงโดยกราฟเฮดของระบบ (System Head Curve) จะเป็นตัวบอกความต้านทานการไหลในรูปของเฮด เมื่อของเหลวไหลผ่านระบบจากปลายท่อดูดถึงปลายท่อจ่ายด้วยอัตราหนึ่ง ความต้านทานนี้จะประกอบด้วยความต่างระดับของของเหลวทางด้านดูดและด้านจ่าย ความแตกต่างของความดันที่ปลายท่อดูดและท่อจ่ายในกรณีที่ปลายท่อทั้งสองต่อเข้ากับภาชนะปิด และการสูญเสียพลังงานในการไหลจากปลายท่อดูดไปสู่ปลายท่อจ่าย สมการสำหรับกราฟเฮดของระบบเมื่อเขียนให้สัมพันธ์กับอัตราการไหล คือ

$$H_R = H_a + \frac{p_d - p_s}{\gamma} + K \cdot Q^n \qquad \text{.....(3.5)}$$

โดย H_R = *ความต้านทานการไหลของระบบ หรือเฮดของระบบ* (m)

H_a = *เฮดสถิตย์* (m)

p_d = *ความดันที่ปลายท่อจ่าย* (kgf/m^2)

p_s = *ความดันที่ปลายท่อดูด* (kgf/m^2)

γ = *น้ำหนักจำเพาะของของเหลว* (kgf/m^3)

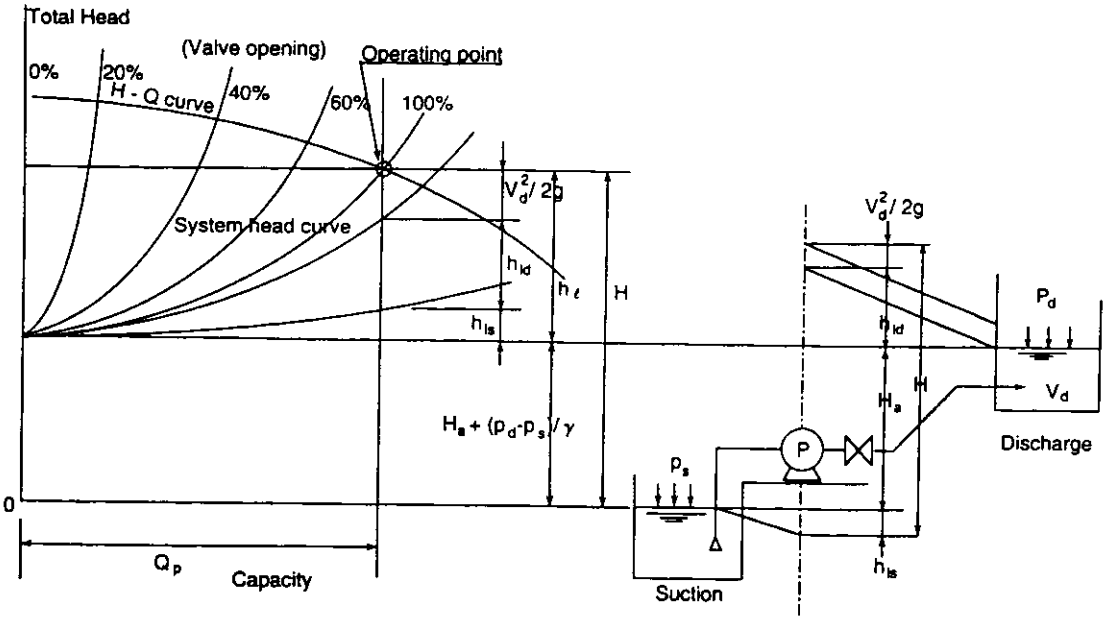
K = *ค่าสัมประสิทธิ์ของความเสียดทาน*

Q = *อัตราการไหลผ่านระบบ* (m^3/min)

n = *เลขยกกำลัง มีค่าประมาณ 2.0*

ค่าของสองเทอมแรกทางด้านขวามือของสมการ (3.5) นั้นไม่ขึ้นกับอัตราการสูบ ในกรณีที่ปลายท่อดูดและท่อจ่ายไม่ได้ต่อเข้ากับภาชนะปิด เทอมที่สองจะมีค่าเป็นศูนย์ และเนื่องจากความเร็วเฉลี่ยเป็นสัดส่วนโดยตรงกับอัตราการไหล ดังนั้นเทอมที่ 3 ของสมการซึ่งเป็นผลรวมของการเสียเฮดความฝืดในระบบก็จะเป็นสัดส่วนโดยตรงกับกำลังสองของอัตราการไหล

กราฟเฮดของระบบซึ่งแกนราบเป็นอัตราการไหล และแกนตั้งเป็นค่าเฮดที่ได้จากสมการ (3.5) เมื่อเขียนลงบนกราฟซึ่งแสดงลักษณะความสัมพันธ์ระหว่างเฮดกับอัตราการสูบ (H-Q Curve) ของปั๊มก็จะได้จุดตัดระหว่างเส้นกราฟทั้งสองซึ่งเป็น **จุดที่ปั๊มทำงาน** (Operating Point) หรือจุดที่



รูปที่ 3.6 กราฟเฮดของระบบและจุดทำงานของปั๊ม

แสดงอัตราการสูบและเฮดที่จะได้จากการใช้ปั๊มนั้นกับระบบซึ่งแทนโดยกราฟเฮดของระบบ ดังแสดงในรูปที่ 3.6

(2) จุดทำงานของปั๊ม (Operating Point)

เมื่อเขียนกราฟเฮดของระบบร่วมกับกราฟ H-Q ของปั๊ม จุดตัดของเส้นกราฟทั้งสอง หรือจุดที่เฮด (H) และอัตราไหล (Q) มีค่าร่วมกันจะเป็นจุดที่ปั๊มทำงาน ปั๊มจะทำงานได้ดีที่สุดถ้าจุดตัดดังกล่าวนี้ตรงกับจุดที่ปั๊มจะให้ประสิทธิภาพสูงสุด (**bep**-Best Efficiency Point)

เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงเฮดสถิตย์โดยมีสาเหตุมาจากการเปลี่ยนแปลงระดับของของเหลว รูปทรงของเส้นกราฟจะยังคงเดิม แต่ตำแหน่งจะเลื่อนขึ้นหรือลงตามการเปลี่ยนแปลงเฮดสถิตย์ของระบบนั้น ดังนั้นจุดตัดระหว่างกราฟ H-Q ของปั๊มกับกราฟเฮดของระบบ 2 เส้น ซึ่งแทนกรณีที่เฮดสถิตย์มีค่าสูงสุดและต่ำสุด จะเป็นตัวบอกช่วงการทำงานของปั๊ม หรือช่วงค่าอัตราการสูบและเฮดที่จะได้เมื่อมีการติดตั้งจริง

ในกรณีที่มีการปรับอัตราการสูบโดยการปรับขนาดช่องเปิดของวาล์วหรือประตูน้ำซึ่งจะติดตั้งทางด้านจ่าย กราฟเฮดของระบบจะชันขึ้นเมื่อมีการปรับให้อัตราการไหลลดน้อยลง จุดที่ปั๊มทำงานก็จะเลื่อนไปทางซ้ายมือบนกราฟ H-Q ของปั๊ม ดังเช่นจากจุด A_1 ไป A_2 ในรูปที่ 3.7 เมื่อปิดวาล์วเส้นกราฟเฮดของระบบก็จะเป็นเส้นเดียวกันกับแกน Y และอัตราการสูบจะเป็นศูนย์

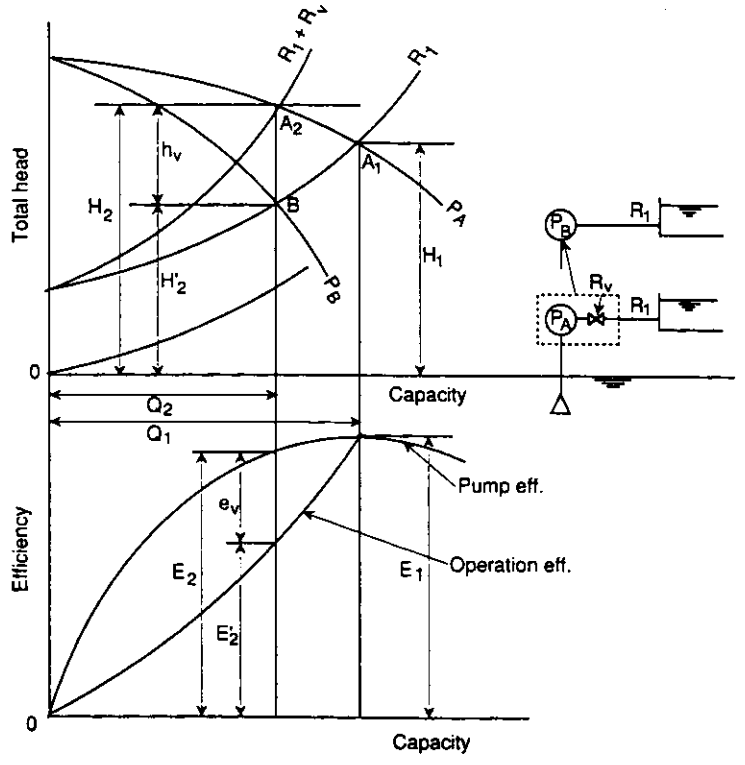
เนื่องจากเมื่อมีการลดช่องเปิดของวาล์ว จะมีการเสียเฮดไปเท่ากับ $H_2 - H_2' = h_v$ ประสิทธิภาพการทำงานของปั๊มก็จะลดลงตามไปด้วย ค่าประสิทธิภาพการทำงานค่าใหม่ E_2' จะหา

ได้จากสมการ

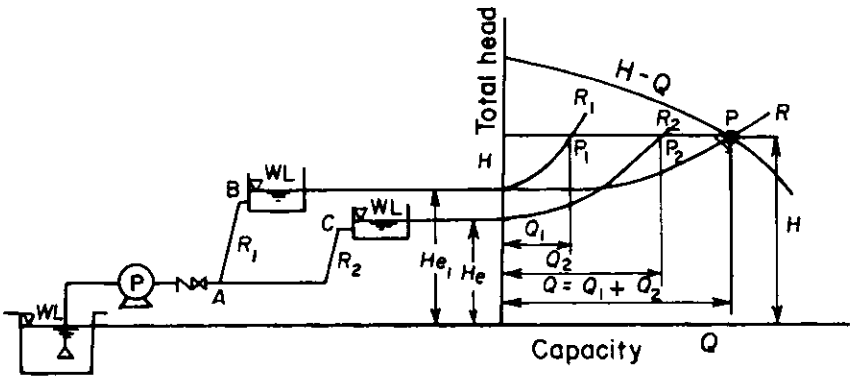
$$E_2' = E_2 \cdot \frac{H'_2}{H_2} \qquad \text{.....(3.6)}$$

กราฟแสดงการทำงานของปั๊ม P_A เป็นกราฟซึ่งแสดงความสัมพันธ์ระหว่างเฮด (H) กับอัตราการสูบของปั๊ม (Q) โดยไม่มีวาล์ว แต่ถ้าถือว่าวาล์วเป็นส่วนหนึ่งของปั๊ม ค่าเฮดที่ได้จากปั๊มจะลดน้อยลงในจำนวนเท่ากับเฮดที่เสียไปจากการไหลผ่านวาล์วนั้น กราฟซึ่งถือว่าวาล์วเป็นส่วนหนึ่งของปั๊มคือเส้น P_B ของรูปที่ 3.7

เมื่อปั๊มจ่ายน้ำให้กับท่อสองเส้นดังแสดงในรูปที่ 3.8 กราฟเฮดของระบบดังกล่าวจะหาได้โดยการรวมกราฟเฮดของแต่ละเส้นท่อเข้าด้วยกัน กล่าวคือ รวมอัตราการสูบเมื่อเฮดมีค่าเท่ากันเข้าด้วยกันซึ่งมีผลให้ได้เส้นกราฟ R ซึ่งประกอบด้วยเส้น R_2 เมื่อ H มีค่าน้อยกว่า H_{a1} และ R_1+R_2 เมื่อ H มากกว่า H_{a1} และจุด P จะเป็นจุดทำงานของปั๊ม อัตราการสูบ Q จะจ่ายเข้าท่อ R_1 และ R_2 ซึ่งจะหาได้จากจุดตัดของกราฟเฮดของท่อแต่ละเส้นกับเส้นราบที่ลากผ่านจุดที่ปั๊มทำงาน P ดังรูป



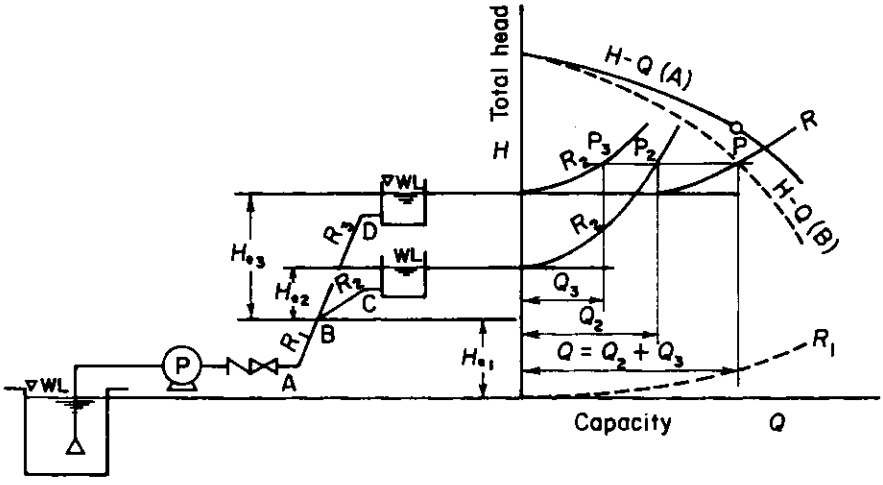
รูปที่ 3.7 จุดทำงานของปั๊มเมื่อมีการปิดวาล์วบางส่วน และประสิทธิภาพการทำงานของปั๊มที่ได้



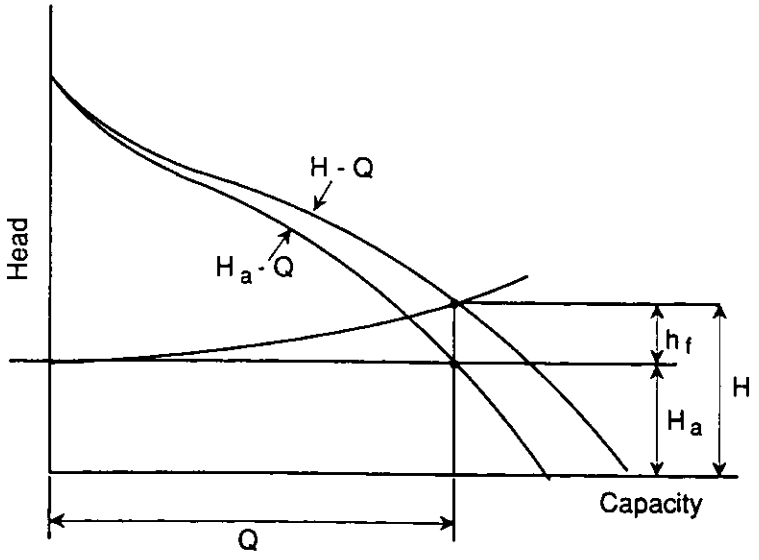
รูปที่ 3.8 กราฟเฮดของระบบ และจุดทำงานของปั๊มเมื่อมีการจ่ายให้กับท่อสองเส้น

เมื่อท่อจ่ายแยกออกเป็นสองเส้นที่จุดซึ่งอยู่ไกลจากปั๊มออกมาดังรูปที่ 3.9 อาจถือว่าช่วงความยาวของท่อจากปั๊มถึงจุดแยกเป็นส่วนหนึ่งของปั๊ม ดังนั้นค่าเฮดในกราฟ H-Q เดิมของปั๊ม (A) จะมีค่าลดลงเท่ากับเฮดที่เสียไปในช่วงความยาวของท่อดังกล่าวเมื่ออัตราการสูบมีค่าเท่ากัน เมื่อหักเฮดที่เสียไปออกแล้วจะได้กราฟ H-Q ของปั๊มรวมเส้นท่อ R_1 เป็นเส้นกราฟ B ซึ่งตัดกับกราฟเฮดของระบบผสม (R_2 + R_3) ที่จุด P อัตราการไหล Q_2 และ Q_3 จะหาได้ในทำนองเดียวกันกับกรณีที่แล้ว คือเป็นค่าที่จุดตัดของกราฟ R_2 และ R_3 กับเส้นราบที่ลากผ่านจุด P

กราฟซึ่งแสดงถึงความสัมพันธ์ระหว่างค่าเฮดสถิตย์ (H_a) กับอัตราการสูบ (Q) อาจจะเขียนได้โดยการหักค่าเฮดความฝืดออกจากค่า H บนกราฟ H-Q ของปั๊มที่อัตราการสูบเดียวกัน และอัตราการสูบที่ปั๊มทำงานจะหาได้จากจุดตัดของกราฟ H_a-Q กับเส้นราบซึ่งเป็นเฮดสถิตย์ดังแสดงไว้ในรูปที่ 3.10 วิธีการดังกล่าวนี้ทำให้สามารถหาอัตราการสูบของสถานีสูบน้ำได้ง่ายขึ้น



รูปที่ 3.9 จุดทำงานของปั๊มเมื่อท่อจ่ายแยกออกเป็นสองเส้นที่จุดซึ่งอยู่ห่างจากปั๊มออกไป



รูปที่ 3.10 การหาอัตราการสูบโดยใช้ค่าเฮดสถิตย์

เพราะเพียงทราบค่าเฮดสถิตย์หรือความต่างระดับของของเหลวทางด้านดูดและด้านจ่ายก็จะสามารถบอกค่าอัตราการสูบได้ การหาค่าอัตราการสูบอาจจะยุ่งยากถ้าหากไม่มีการติดตั้งอุปกรณ์วัดอัตราการไหลไว้ก่อน

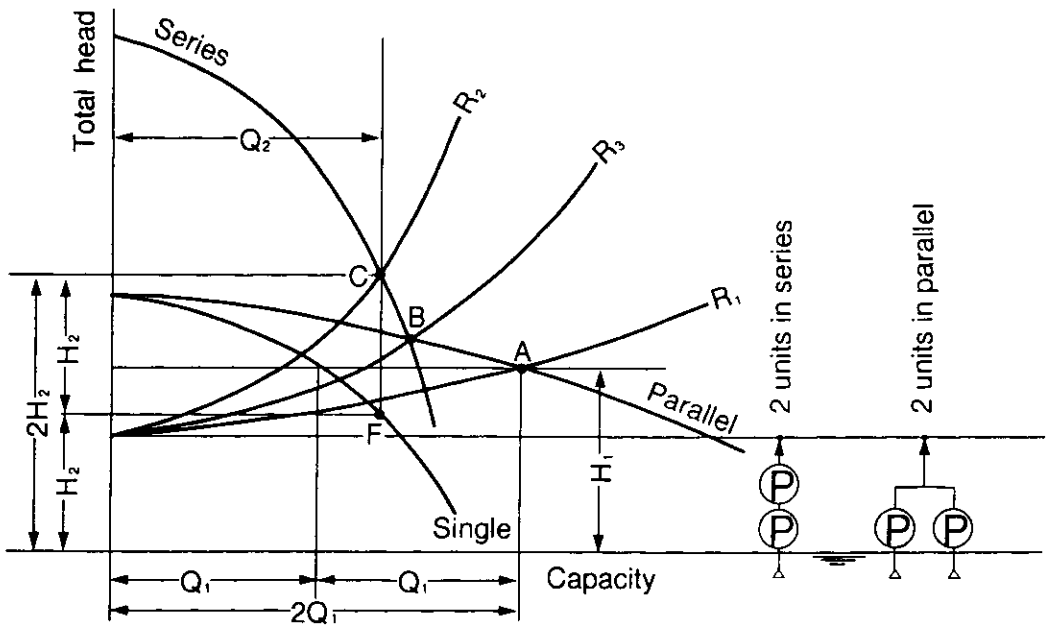
(3) เมื่อปั๊มหลายเครื่องทำงานร่วมกัน

เมื่อปั๊มหลายเครื่องทำงานร่วมกันแบบขนาน กล่าวคือท่อดูดจุ่มอยู่ในแหล่งซึ่งมีเฮดสถิตย์ทางด้านดูดเท่ากันและจ่ายเข้าท่อร่วมกัน หรือกล่าวอีกนัยหนึ่งปั๊มทุกตัวทำงานภายใต้เฮดเดียวกันทั้งด้านดูดและด้านจ่าย ดังนั้นเมื่อปั๊มทำงานร่วมกัน กราฟ H-Q ร่วมของปั๊มก็จะได้จากการรวมค่าอัตราการสูบของปั๊มทุกตัวที่เฮดเท่ากันเข้าด้วยกัน

ในทางตรงกันข้าม ถ้าปั๊มขนาดเดียวกันทำงานร่วมกันแบบอนุกรม กราฟ H-Q ร่วมจะหาได้จากการรวมค่าเฮดของปั๊มทุกตัวที่ค่าอัตราการสูบเดียวกัน

รูปที่ 3.11 แสดงให้เห็นถึงกราฟ H-Q ร่วมเมื่อปั๊มที่เหมือนกันหลายตัวทำงานร่วมกันแบบอนุกรมและแบบขนาน ในรูปได้แสดงกราฟเฮดของระบบ R_1, R_2 และ R_3 เพื่อสาธิตจุดทำงานของปั๊มไว้ด้วย

ในรูปจุด B เป็นจุดตัดของกราฟ H-Q ร่วมสองเส้น คือเส้นซึ่งปั๊มที่เหมือนกันสองเครื่องทำงานร่วมกันแบบอนุกรม และเส้นซึ่งปั๊มสองเครื่องดังกล่าวทำงานร่วมกันแบบขนาน เมื่อกราฟเฮดของระบบอยู่ต่ำกว่าจุด B (เส้น R_1) การให้ปั๊มทำงานร่วมกันแบบขนานจะทำให้ได้อัตราการสูบเพิ่มขึ้นมาก โดยค่าเฮดไม่เพิ่มมากนัก แต่ถ้ากราฟเฮดของระบบอยู่สูงกว่าจุด B (เส้น R_2) การต่อแบบอนุกรมจะช่วยเพิ่มอัตราการสูบได้มากกว่าการต่อแบบขนาน



รูปที่ 3.11 เมื่อปั๊มที่เหมือนกันสองเครื่องทำงานร่วมกันแบบอนุกรมและขนาน

3.4 การควบคุมการจ่ายจากปั๊ม

ในการใช้ปั๊มโดยทั่วๆ ไป บางครั้งจำเป็นต้องมีการควบคุมอัตราการจ่ายเพื่อให้สอดคล้องกับความต้องการที่เปลี่ยนแปลงไป ในขณะที่มีการลดอัตราการจ่ายลงนั้นควรจะมีการลดการใช้พลังงานลงด้วย นอกจากนั้นจุดที่ปั๊มทำงานในสภาวะลดการจ่ายลงจากระดับการทำงานที่ออกแบบไว้ จะต้องอยู่ในช่วงการทำงานที่ยอมรับได้โดยไม่ก่อให้เกิดความเสียหายกับตัวปั๊ม วิธีการควบคุมอัตราการจ่ายที่ใช้กันทั่วๆ ไปมีดังต่อไปนี้ คือ

(1) ควบคุมโดยใช้วาล์ว

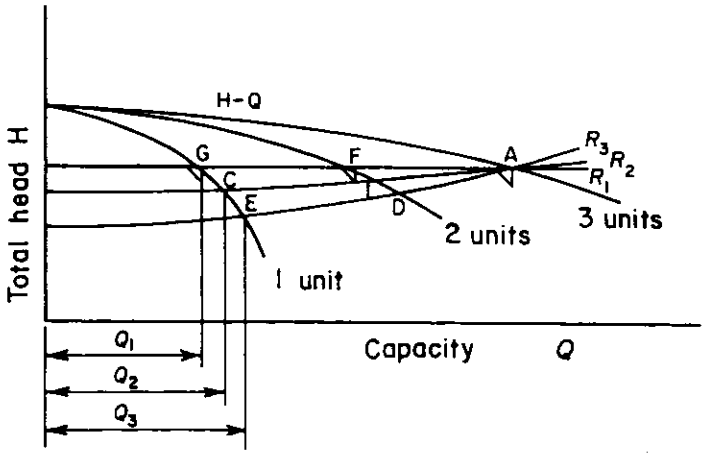
การควบคุมโดยการหรี่หรือลดขนาดช่องเปิดของวาล์วลงเป็นวิธีที่ใช้กับปั๊มขนาดเล็ก ทั้งนี้เพราะการสูญเสียพลังงานที่วาล์วเมื่อเปิดไม่สุดนั้นเป็นการเสียโดยเปล่าประโยชน์ และจะทำให้ประสิทธิภาพของปั๊มลดลงดังรูปที่ 3.7 ยิ่งส่วนของเฮดความฝืดในกราฟเฮดของระบบมีค่าเพิ่มมากขึ้นเท่าใด การสูญเสียเฮดโดยเปล่าประโยชน์ก็จะยิ่งเพิ่มมากขึ้นเท่านั้น ดังนั้นจึงไม่ควรใช้การควบคุมโดยวิธีนี้ เว้นแต่ว่าเฮดรวมส่วนใหญ่มาจากเฮดสถิตย์ และกราฟ H-Q ของปั๊มแบนราบเท่านั้น

(2) ควบคุมโดยจำนวนปั๊ม

เมื่อติดตั้งโดยให้ปั๊มหลายตัวทำงานร่วมกันแบบขนาน อัตราการจ่ายรวมของระบบอาจควบคุมโดยกำหนดจำนวนปั๊มที่จะทำงานพร้อมกัน นอกจากนั้น เพื่อที่จะรักษาอัตราการจ่ายจากระบบ

ให้สม่ำเสมอต่อเนื่องกันเป็นระยะเวลายาวนานอาจจะใช้การควบคุมวิธีอื่นร่วมกับวิธีนี้ก็ได้

รูปที่ 3.12 แสดงให้เห็นถึงการที่ปั๊มสามเครื่องทำงานร่วมกันแบบขนานภายใต้สภาวะการทำงานต่างกัน 3 แบบ ในกรณีที่กราฟเฮดของระบบชัน ดังเช่นกราฟเส้น R_3 อัตราการสูบเมื่อปั๊มทำงานเพียงเครื่องเดียวอาจจะสูงจนเกินช่วงทำงานที่ปลอดภัยสำหรับปั๊มนั้นมากจนอาจเป็นสาเหตุให้เกิดคาวิเตชั่นได้ ดังนั้นการควบคุมโดยการเลือกจำนวนปั๊ม จึงเหมาะสำหรับกรณีที่กราฟเฮดของระบบแบน เช่นเส้น R_1 เป็นต้น



รูปที่ 3.12 กราฟเฮดของระบบและผลการทำงานของปั๊ม 3 เครื่อง

(3) ควบคุมโดยการปรับความเร็วรอบ

เมื่อการติดตั้งปั๊มนั้นได้รวมอุปกรณ์ปรับความเร็วรอบไว้ด้วย การลดอัตราการจ่ายโดยการลดความเร็วรอบจะเป็นการประหยัดพลังงานอย่างมีประสิทธิภาพ การทำงานของปั๊มเมื่อความเร็วรอบเปลี่ยนแปลงไปสามารถคำนวณได้โดยใช้ กฎแห่งความคล้ายคลึง (Affinity Laws)

$$Q_2 / Q_1 = N_2 / N_1 \quad \text{..... (3.7a)}$$

$$H_2 / H_1 = (N_2 / N_1)^2 \quad \text{..... (3.7b)}$$

$$L_2 / L_1 = (N_2 / N_1)^3 \quad \text{..... (3.7c)}$$

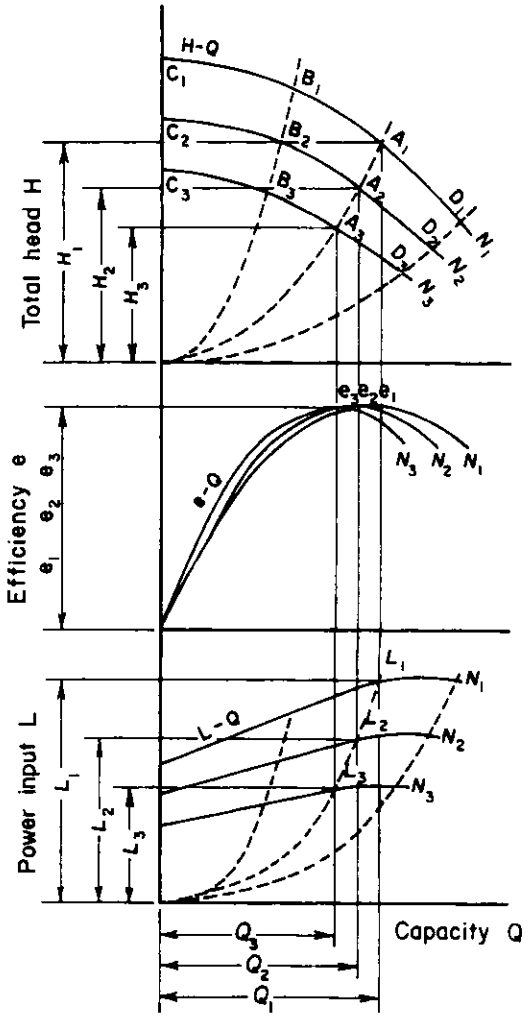
โดย N_1, N_2 = *ความเร็วรอบเดิมและความเร็วรอบใหม่*

Q_1, Q_2 = *อัตราการสูบที่* N_1 *และ* N_2

H_1, H_2 = *เฮดของปั๊มที่* N_1 *และ* N_2

L_1, L_2 = *พลังงานที่ปั๊มต้องการที่ความเร็วรอบ* N_1 *และ* N_2

รูปที่ 3.13 แสดงให้เห็นถึงลักษณะการทำงานของปั๊มเมื่อความเร็วรอบเปลี่ยนแปลงไป ตามความสัมพันธ์ที่ให้ไว้ในสมการที่ (3.7)

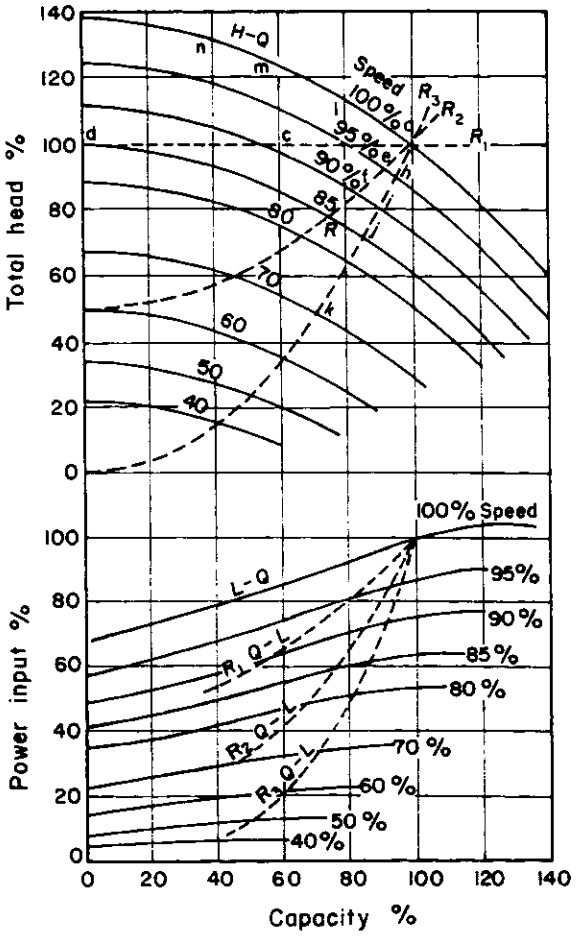


รูปที่ 3.13 ลักษณะการทำงานของปั๊มเมื่อความเร็วรอบเปลี่ยนไป

เนื่องจากจุดทำงานจะเลื่อนไปตามกราฟเฮดของระบบ การประหยัดพลังงานจะขึ้นอยู่กับความชันของกราฟเฮดของระบบดังแสดงไว้ในรูปที่ 3.14

จากรูปจะเห็นได้ว่าการควบคุมการจ่ายด้วยการปรับความเร็วรอบจะเหมาะกับกรณีที่องค์ประกอบของเฮดรวมส่วนใหญ่เป็นเฮดความฝืด ทั้งนี้เพราะจะสามารถควบคุมให้ปั๊มทำงานใกล้กับจุด **bep** (Best Efficiency Point) ที่ระดับความเร็วรอบนั้นๆ ได้ ดังเช่นกรณีของกราฟเฮดของระบบเส้น R_3

การควบคุมโดยวิธีนี้จำเป็นต้องมีอุปกรณ์ควบคุมความเร็วรอบซึ่งทำให้ต้องมีค่าลงทุนเพิ่มขึ้น ดังนั้นจึงต้องมีการวิเคราะห์เปรียบเทียบระหว่างค่าลงทุนดังกล่าวกับค่าพลังงานที่จะสามารถประหยัดได้ โดยทั่วๆ ไปแล้ววิธีนี้จะเหมาะกับปั๊มขนาดใหญ่ที่ต้องทำงานต่อเนื่องเป็นเวลายาวนาน



รูปที่ 3.14 ผลของการปรับความเร็วรอบ เมื่อปั๊มทำงานภายใต้สภาวะที่มีกราฟเฮดของระบบแบบต่าง ๆ

(4) ควบคุมโดยการปรับขนาดใบพัด

สำหรับปั๊มซึ่งทำงานโดยอาศัยแรงเหวี่ยงเป็นหลัก (Radial Flow) การปรับอัตราการสูบอาจทำได้โดยการปรับขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของใบพัด ลักษณะการทำงานของปั๊มแบบ Radial Flow จะเป็นไปตามกฎแห่งความคล้ายคลึง (Affinity Laws) ที่ว่า

$$Q_1 / Q_2 = D_1 / D_2 \quad \text{..... (3.8a)}$$

$$H_1 / H_2 = (D_1 / D_2)^2 \quad \text{..... (3.8b)}$$

$$L_1 / L_2 = (D_1 / D_2)^3 \quad \text{..... (3.8c)}$$

โดย D_1 , D_2 = *ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางเดิมของใบพัดและที่ปรับขนาดใหม่*

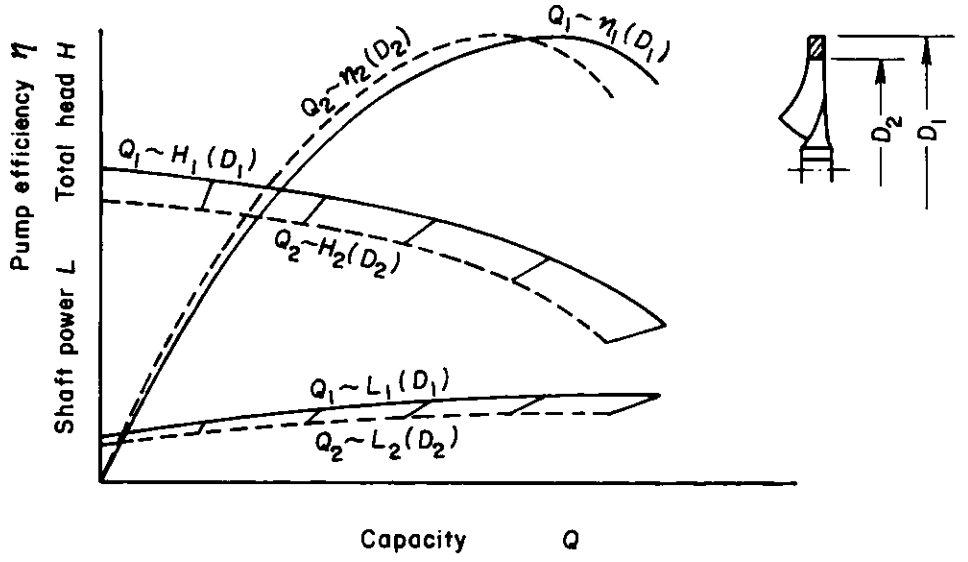
Q_1 , Q_2 = *อัตราการสูบที่ได้จากปั๊มซึ่งมีขนาดใบพัด* D_1 *และ* D_2

H_1 , H_2 = *เฮดของปั๊มซึ่งมีขนาดใบพัด* D_1 *และ* D_2

และ L_1 , L_2 = *พลังงานที่ต้องการสำหรับปั๊มซึ่งมีขนาดใบพัด* D_1 *และ* D_2 *ตามลำดับ*

เนื่องจากในเรือนปั๊มขนาดหนึ่งสามารถติดตั้งใบพัดได้ไม่น้อยกว่าสองขนาด ดังนั้น การควบคุมอัตราการสูบอาจทำได้โดยการเปลี่ยนแปลงขนาดของใบพัดเมื่อความต้องการเปลี่ยนแปลงไปตามฤดูกาล อย่างไรก็ตาม การเปลี่ยนแปลงดังกล่าวจำเป็นต้องใช้เวลาในการถอดชิ้นส่วนและประกอบเข้าดังเดิม

ในกรณีที่อัตราการสูบที่ได้สูงกว่าอัตราที่ต้องการสูงสุด การปรับลดอัตราการไหลอาจทำได้โดยการเจียรขอบนอกของใบพัดออกให้เหลือเส้นผ่าศูนย์กลางเท่ากับที่คำนวณได้โดยสมการ (3.8a)

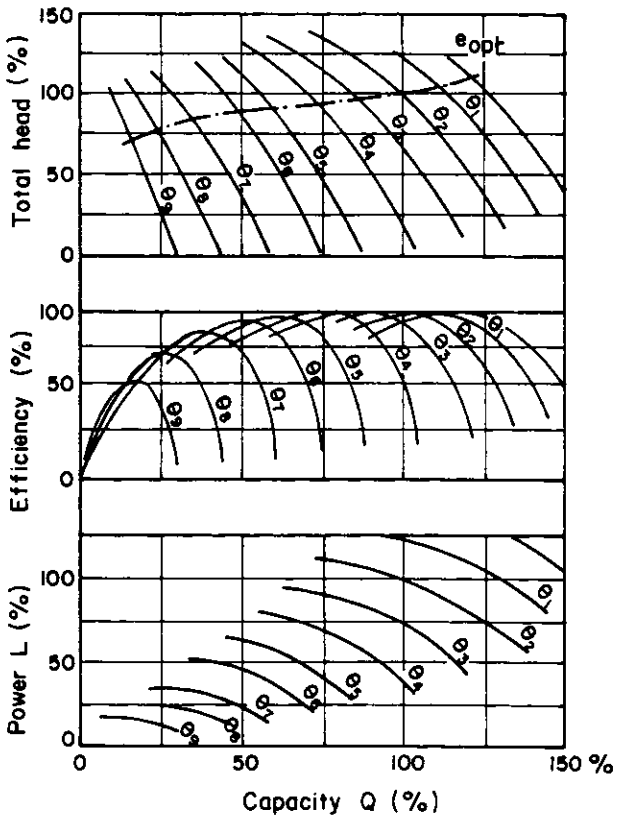


รูปที่ 3.15 การเปลี่ยนแปลงลักษณะการทำงานเมื่อมีการเจียรลดขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของใบพัด

(5) ควบคุมโดยการปรับมุมใบพัด

ในปั๊ม Axial Flow ขนาดใหญ่บางชนิด มุมของใบพัดอาจปรับเปลี่ยนได้ตามความต้องการอัตราการสูบที่เปลี่ยนไป รูปที่ 3.16 เป็นตัวอย่างที่แสดงให้เห็นถึงการเปลี่ยนแปลงลักษณะการทำงานของปั๊มเมื่อมุมของใบพัดมีการเปลี่ยนแปลง อัตราการสูบซึ่งจะให้ประสิทธิภาพสูงสุดจะเป็นสัดส่วนโดยประมาณกับค่า tan ของมุมใบพัด โดยที่การเปลี่ยนแปลงเฮดที่จะให้ประสิทธิภาพสูงสุดจะไม่เปลี่ยนไปมากนัก ถ้ามีอุปกรณ์ปรับมุมดังกล่าวติดตั้งไว้กับใบพัดแล้ว ก็จะสามารถปรับมุมของใบพัดเพื่อเปลี่ยนแปลงอัตราการสูบขณะทำการสูบน้ำได้

ใบพัดที่ปรับมุมได้เช่นที่กล่าวนี้เหมาะสำหรับปั๊มแบบ Axial Flow ที่ใช้กับงานระบาย



รูปที่ 3.16 ลักษณะการทำงานของปั๊มแบบ Axial Flow เมื่อมีการปรับมุมของใบพัด

น้ำซึ่งค่าเฮดรวมส่วนใหญ่เป็นส่วนของเฮดสถิตย์ โดยการควบคุมมุมของใบพัดโดยอัตโนมัติเพื่อให้พลังงานที่ต้นกำลังต้องการมีค่าคงที่ พลังงานที่ต้นกำลังให้กับปั๊มก็จะถูกใช้อย่างมีประสิทธิภาพสูงสุด

ปั๊ม Mixed Flow ขนาดใหญ่อาจจะสร้างให้ใบพัดปรับมุมได้เช่นเดียวกัน ปั๊มประเภทนี้บางครั้งจะใช้กับระบบหล่อเย็นของโรงกำเนิดไฟฟ้าพลังความร้อน

3.5 ข้อจำกัดในการใช้ปั๊ม

เพื่อป้องกันปัญหาในการทำงาน จะต้องมีการตรวจสอบช่วงการทำงานของปั๊มที่อาจจะเกิดขึ้นได้ตามสภาพการทำงานจริง กับขอบเขตการทำงานของปั๊มที่แนะนำโดยบริษัทผู้ผลิต ในการพิจารณาเบื้องต้น ลักษณะและขอบเขตการทำงานของปั๊มจะประมาณจากค่าความเร็วจำเพาะ ดังที่ได้อธิบายไว้ในหัวข้อที่ 1.3 หรือจากกราฟที่จัดทำขึ้นโดยบริษัทผู้ผลิต

ในการกำหนดช่วงการทำงาน จำเป็นจะต้องมีกราฟเฮดของระบบภายใต้สภาวะซึ่งเฮดสถิตย์มีค่าสูงสุดและต่ำสุดที่อาจจะเกิดขึ้นได้ สำหรับเฮดความฝืดจะคำนวณจากอัตราการไหล

ผ่านระบบตลอดช่วงอัตราการสูบที่ต้องพิจารณา

หัวข้อซึ่งจะต้องมีการตรวจสอบในแง่ของขีดจำกัดของช่วงการใช้งานปั๊มได้แสดงไว้ในตารางที่ 3.1

ตารางที่ 3.1 หัวข้อสำหรับตรวจสอบขีดจำกัดในการใช้งานของปั๊ม

หัวข้อที่ต้องตรวจสอบ	ขอบเขตการทำงานที่จะต้องกำหนด	ปัญหาที่อาจเกิดขึ้น
คาวิเตชั่น	อัตราการสูบที่สูงมากเกินไป หรืออัตราการสูบน้อยแต่ NPSHa ไม่พอ	ปั๊มมีเสียงดัง สั่น มีการสึกกร่อนของใบพัด
ต้องการกำลังงานมากเกินไป	อัตราการสูบสูงเกินไปสำหรับปั๊มความเร็วจำเพาะต่ำ อัตราการสูบต่ำเกินไปสำหรับปั๊มความเร็วจำเพาะสูง	ต้นกำลังถูกใช้งานเกินกำลัง
อัตราการสูบไม่มั่นคง (Unstable)	อัตราการสูบที่ใช้ต่ำเกินไป โดยเฉพาะ-อย่างยิ่งสำหรับปั๊มขนาดกลางและขนาดใหญ่	มีอาการสั่นสะเทือนและเสียงดัง
ความร้อนของปั๊มขึ้นสูง	ปิดวาล์วด้านจ่ายเกือบสนิทหรือสนิทในขณะปั๊มกำลังทำงานเป็นเวลานานเกินไป	น้ำในเรือนปั๊มแตกตัวเป็นไอ การสึกหรอรุนแรง
ประสิทธิภาพต่ำมาก	อัตราการสูบอยู่นอกขอบเขตการทำงานที่ผู้ผลิตกำหนดไว้มาก(สูงหรือต่ำเกินไป)	สูญเสียพลังงานและทำให้อายุการใช้งานของปั๊มสั้น

3.6 ความถี่ในการเปิด - ปิดปั๊ม

ในการพิจารณาวางโครงการและออกแบบระบบสูบน้ำ ความถี่ในการเปิด-ปิด เป็นเรื่องสำคัญที่จะต้องนำมาพิจารณาในการเลือกขนาดปั๊มเมื่อเทียบกับอัตราการใช้น้ำซึ่งเปลี่ยนแปลงไปตามฤดูกาล ถ้าการทำงานของปั๊มขึ้นอยู่กับระดับน้ำ ขนาดของบ่อหรือถังเก็บน้ำทั้งทางด้านท่อดูดและท่อจ่ายจะมีผลอย่างมากต่อความถี่ในการเดินเครื่อง

เมื่อความต้องการน้ำมีความแปรปรวนมาก จำเป็นต้องเลือกกำหนดปริมาตรของบ่อหรือถังเก็บเพื่อที่ว่าความถี่ในการเดินเครื่องต้องไม่สูงกว่าค่าที่ยอมให้สำหรับต้นกำลังที่เลือกใช้ โดยเฉพาะอย่างยิ่งเมื่อต้นกำลังเป็นมอเตอร์ไฟฟ้า

ไม่ว่าการใช้ปั๊มนั้นจะเป็นการสูบจากแหล่งไปสู่ถังเก็บ หรือสูบจากแหล่งรวบรวมน้ำ ถ้าการเปิดปั๊มกำหนดโดยระดับน้ำในถังหรือแหล่งรวมน้ำนั้น ช่วงห่างของระยะเวลาที่ปั๊มเปิดจะหาได้จากสมการ

$$T = V_R/(Q_p - Q_d) + V_R / Q_d \quad \text{.....(3.9)}$$

โดย T = *ความถี่ในการเปิดปั๊ม* (min)

V_R = *ปริมาตรของถังหรืออ่างที่อยู่ระหว่างระดับสูงสุดและต่ำสุดที่ปั๊มเริ่มและหยุดทำงาน* (m^3)

Q_p = *อัตราการสูบของปั๊ม* (m^3/min)

Q_d = *อัตราการใช้น้ำจากถังเก็บ* (m^3/min) หรือ *อัตราที่น้ำไหลเข้ามาสู่บ่อพัก ในกรณีที่เป็นการสูบเพื่อระบายน้ำออกจากบ่อพัก*

เทอมแรกในสมการที่ (3.9) เป็นระยะเวลาที่ปั๊มจะต้องทำงาน เทอมที่สองเป็นเวลาที่ปั๊มหยุดพักและรอให้น้ำที่เติมไว้จนเต็มถังแล้วถูกนำไปใช้จนหมด จำนวนครั้งต่อชั่วโมงที่ปั๊มจะต้องเดินเครื่องจะหาได้จากสมการ

$$N_1 = \frac{60\left(1 - Q_d / Q_p\right) \cdot Q_d / Q_p}{V_R / Q_p} \quad \text{.....(3.10)}$$

โดย N_1 = *ความถี่ในการเดินเครื่องเป็นจำนวนครั้งต่อชั่วโมง*

จากสมการข้างบน N_1 จะมีค่าสูงสุดเมื่อ Q_d/Q_p = 1/2 หรืออัตราการใช้น้ำเท่ากับครึ่งหนึ่งของอัตราการสูบ ซึ่งค่า N_1 จะเท่ากับ $15 / (V_R/Q_p)$

เมื่อมีปั๊มขนาดเดียวกันจำนวน n เครื่องสลับกันทำงานตามลำดับ ความถี่ในการทำงานของปั๊มแต่ละเครื่องจะเท่ากับ

$$N_n = \frac{60\left(1 - Q_d / Q_p\right) \cdot Q_d / Q_p}{n \cdot V_R / Q_p} \quad \text{.....(3.11)}$$

โดย N_n = *ความถี่ในการทำงานเป็นจำนวนครั้งต่อชั่วโมง*

Q_p = *อัตราการสูบของปั๊มหนึ่งเครื่อง* (m^3/min)

Q_d = *อัตราการใช้น้ำ* (m^3/min)

ในทำนองเดียวกันกับกรณีที่มีปั๊มเพียงเครื่องเดียว ความถี่ในการเดินเครื่องจะมีค่าสูงสุดเมื่ออัตราการใช้น้ำมีค่าเท่ากับครึ่งหนึ่งของอัตราการสูบของปั๊ม และความถี่ N_n จะมีค่าเท่ากับ $15/\{n\ (V_R / Q_p)\}$

ในการหาขนาดที่เหมาะสมของถังหรือบ่อพักเพื่อให้สอดคล้องกับความถี่ในการเดินเครื่องที่ยอมให้ จะต้องนำเอาอัตราการสูบซึ่งจะผันแปรไปตามค่าเฮดสถิตย์ และช่วงระยะเวลาที่ปั๊มหยุดพักมาพิจารณาประกอบด้วย

ถ้าความถี่ของการเดินเครื่องสูงเกินกว่าค่าที่ยอมให้ โดยมีสาเหตุมาจากขนาดของบ่อพักเล็กเกินไป อาจจะต้องมีการควบคุมอัตราการสูบโดยการติดตั้งวาล์วทางด้านท่อจ่าย หรือใช้ต้นกำลังที่สามารถปรับรอบความเร็วได้

บันทึก

บทที่ 4

การเลือกปั๊มและอุปกรณ์

4.1 ประเภทของปั๊มและความเร็วรอบ

(1) การเลือกประเภทปั๊ม

ในการพิจารณาเบื้องต้น เฮดที่ต้องการจะเป็นตัวกำหนดประเภทของปั๊ม (Radial Flow, Mixed Flow หรือ Axial Flow) อย่างคร่าวๆ แนวทางการเลือกปั๊มพื้นฐานที่ผลิตจำหน่ายโดยทั่วๆ ไป อาจดูได้จากตารางที่ 4.1 ตารางดังกล่าวได้ระบุขนาดหน้าจานทางจ่ายไว้ด้วย

นอกจากแนวทางที่ให้ไว้ในตาราง การเลือกควรจะได้พิจารณาจากข้อมูลทางเทคนิคที่จัดทำขึ้นโดยบริษัทผู้ผลิตเพิ่มเติมอีก ซึ่งถ้าเป็นปั๊มขนาดเล็กข้อมูลดังกล่าวอาจเพียงพอสำหรับการเลือกใช้ แต่ถ้าเป็นปั๊มขนาดกลางหรือขนาดใหญ่ ก่อนเลือกจะต้องมีการพิจารณารายละเอียดอย่างอื่นเพิ่มเติมอีก เป็นต้นว่า คุณสมบัติของของเหลวที่จะใช้กับปั๊มนั้น รูปแบบการติดตั้ง เช่น แบบเพลานอนหรือเพลาตั้ง ขอบเขตการใช้งาน (Q และ H สูงสุดและต่ำสุด) การบำรุงรักษา เป็นต้น ข้อมูลทางเทคนิคเบื้องต้นเพื่อใช้เป็นแนวทางสำหรับการเลือกปั๊มในงานสูบน้ำเพื่อการประปา การชลประทาน และการระบายน้ำได้ให้ไว้ในภาคผนวกที่ 2

ตารางที่ 4.1 ประเภทของปั๊มและขอบเขตการใช้งาน

ประเภทของปั๊ม	ความเร็วจำเพาะ	เฮดที่ให้		ขนาดหน้าจาน
		เพลานอน	เพลาตั้ง	
ไหลในแนวรัศมี (Radial Flow)	100 - 600	ชั้นเดียว 10 - 150 ม. หลายชั้น > 50 ม.	ชั้นเดียว 10 - 200 ม. หลายชั้น > 10 ม.	> 40 มม.
ไหลทำมุมเอียงกับเพลา (Mixed Flow)	400 - 1,400	4 - 15 ม.	ชั้นเดียว 4 - 60 ม. หลายชั้น > 10 ม.	> 200 มม.
ไหลขนานกับเพลา (Axial Flow)	1,300 -2,000	< 6 ม.	< 8 ม.	> 300 มม.

(2) การเลือกความเร็วรอบ

โดยการเลือกกำหนดค่าความเร็วจำเพาะที่เหมาะสมสำหรับอัตราการสูบและเฮดที่ต้องการ ความเร็วรอบของปั๊มอาจจะคำนวณหาได้โดยใช้สมการที่ (1.13) คือ

$$N = \frac{N_s \cdot H^{3/4}}{Q^{1/2}} \qquad \text{.....(4.1)}$$

การกำหนดให้ความเร็วจำเพาะมีค่าสูงจะมีผลให้ได้ปั๊มขนาดเล็ก แต่การใช้งานปั๊มที่เลือกได้อาจถูกจำกัดโดยระยะดูดยก (Suction Lift) ซึ่งขึ้นกับการติดตั้งและอัตราการสูบที่ต้องการ

เมื่อปั๊มต่อตรงกับมอเตอร์ไฟฟ้าหรือเครื่องยนต์ ความเร็วรอบของปั๊มจะต้องสอดคล้องกับความเร็วของต้นกำลังที่เลือก ในกรณีที่เป็นมอเตอร์ซึ่งใช้ไฟกระแสสลับ 3 เฟส ความเร็วรอบของมอเตอร์จะคำนวณได้จากสมการ

$$N_{ms} = 120\frac{f}{N_p} \qquad \text{.....(4.2)}$$

โดย N_{ms} = *ความเร็วรอบของมอเตอร์* (rev/min)

f = *ความถี่ของกระแสสลับ* (Hz)

N_p = *จำนวนขั้วของมอเตอร์*

ความเร็วรอบจริงของมอเตอร์จะน้อยกว่าค่าที่คำนวณได้ในสมการที่ (4.2) ประมาณ 2 ถึง 3 เปอร์เซ็นต์ โดยมีสาเหตุมาจากการลื่น (Slip) เนื่องจากต้นกำลังที่มีความเร็วรอบต่ำจะมีขนาดใหญ่และราคาแพงกว่า ดังนั้นเพื่อการประหยัดบางครั้งอาจต้องใช้เกียร์ลดความเร็วรอบสำหรับปั๊มขนาดใหญ่ที่ต้องใช้ความเร็วรอบต่ำ

ตัวอย่างค่าความเร็วรอบต่อนาที ซึ่งคำนวณโดยสมการที่ (4.2) สำหรับมอเตอร์ที่มีจำนวนขั้วไม่เกิน 12 และความเร็วรอบมาตรฐานที่ระบุแสดงไว้ในตารางที่ 4.2

ตำแหน่งที่ตั้งของปั๊มเหนือระดับของเหลว เป็นตัวแปรสำคัญที่มีผลต่อความเร็วรอบที่จะสามารถเลือกใช้ได้ สำหรับปั๊มแบบ Radial Flow ความเร็วรอบที่ใช้ได้สำหรับกระแสไฟ 50Hz และ 60Hz สามารถตรวจสอบจากรูปที่ 4.1 ซึ่งค่า H_{sl} เป็นค่าเฮดสถิตย์รวมกับเฮดความฝืดทางด้านดูดของปั๊ม อัตราการสูบสูงสุดเพื่อการตรวจสอบนี้อาจกำหนดให้มีค่าเท่ากับ 120% ของอัตราการสูบที่ออกแบบ

ในกรณีที่เฮดของปั๊มมีค่าไม่มากนัก ความเร็วรอบที่ได้จากสมการ (4.1) จะต้องนำไปคำนวณหาค่า $NPSH_r$ โดยใช้สมการที่ (1.24) แล้วตรวจสอบว่าค่า $NPSH_r$ ที่ได้สูงกว่า $NPSH_a$ หรือไม่ นอกจากนั้น เมื่อระดับน้ำทางด้านดูดมีการเปลี่ยนแปลง อัตราการสูบก็จะเปลี่ยนแปลง และค่า $NPSH_r$ ของปั๊มก็จะเปลี่ยนตามไปด้วย ดังนั้น จึงจำเป็นต้องมีการตรวจสอบอย่างรอบคอบกับ

ตารางที่ 4.2 จำนวนขั้วและรอบความเร็วของมอเตอร์ไฟฟ้า

จำนวนขั้ว	2	4	6	8	10	12
50 Hz	3,000	1,500	1,000	750	600	500
ค่าระบุ (Rated)-rev/min	(2,900)	(1,450)	(900)	(730)	(580)	(485)
60 Hz	3,600	1,800	1,200	900	720	600
ค่าระบุ (Rated)-rev/min	(3,500)	(1,750)	(1,160)	(880)	(700)	(580)

ข้อมูลทางเทคนิคของบริษัทผู้ผลิต เพื่อให้มั่นใจได้ว่าจะไม่ก่อให้เกิดคาวิเตชั่นกับปั๊มที่เลือกใช้ตลอดขอบเขตการทำงานที่คาดว่าอาจเกิดขึ้นได้

(3) ทิศทางของเพลา

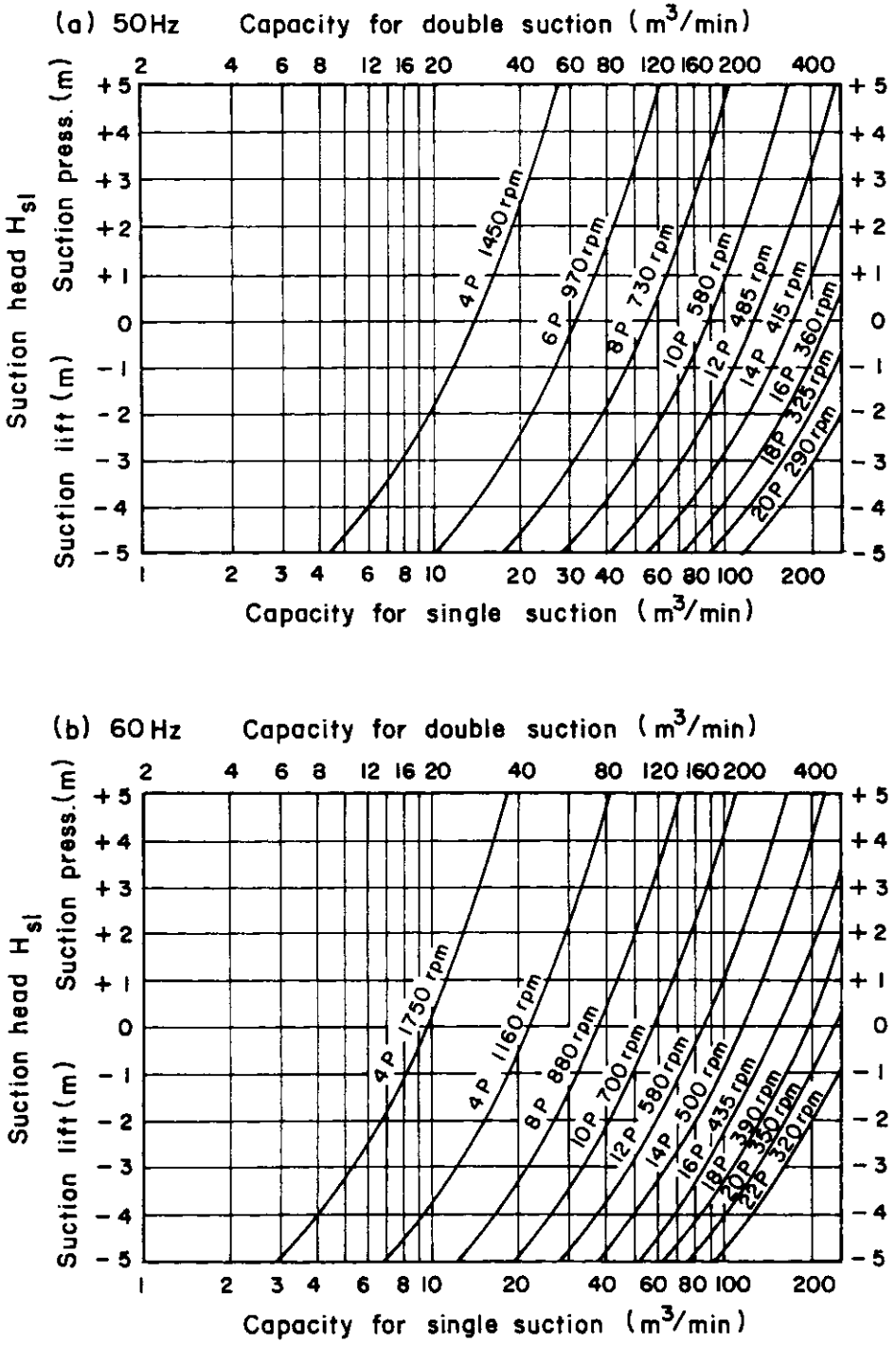
ปั๊ม Radial Flow ขนาดเล็กส่วนใหญ่จะถูกออกแบบให้เป็นแบบเพลานอน เนื่องจากจะทำให้มีราคาถูก ง่ายต่อการบำรุงรักษา และไม่ต้องการโรงสูบน้ำที่มีระดับเพดานสูงเมื่อจำเป็นต้องมีการถอดประกอบ ดังนั้นจึงควรเลือกใช้ปั๊มประเภทนี้เมื่อขนาดที่ต้องการเป็นขนาดซึ่งสามารถหาซื้อได้โดยทั่วไป

สำหรับปั๊มแบบเพลานอนที่ติดตั้งอยู่เหนือระดับของเหลวที่ต้องการสูบ จำเป็นจะต้องบรรจุภายในเรือนปั๊มและท่อดูดด้วยของเหลวให้เต็ม หรือ ล่อ (Prime) เสียก่อนปั๊มจึงจะทำงานได้ สำหรับปั๊มเพลานอนขนาดใหญ่ การล่อมักจะทำโดยการใช้ปั๊มสูญญากาศดูดอากาศออกจากเรือนปั๊มจนกระทั่งท่อดูดและภายในเรือนปั๊มถูกแทนที่ด้วยของเหลวจนเต็มจึงสตาร์ตให้ปั๊มทำงาน

สำหรับปั๊มที่มีอัตราการสูบสูงมากมักจะออกแบบให้เป็นแบบเพลาตั้ง เพื่อลดพื้นที่ที่ต้องใช้สำหรับติดตั้ง ตัดปัญหาเรื่องการล่อ และปลอดภัยจากปัญหาคาวิเตชั่น ในทางตรงกันข้ามการบำรุงรักษาจะทำได้ยากขึ้นเนื่องจากตัวปั๊มจะจมอยู่ใต้น้ำ และมีต้นกำลังติดตั้งอยู่เหนือตัวปั๊มในระดับที่พ้นจากระดับน้ำหลาก เมื่อจำเป็นต้องมีการซ่อมแซมก็จะต้องถอดต้นกำลังออกก่อนแล้วยกตัวปั๊มขึ้นมาซ่อมทั้งชุด นอกจากนั้น เนื่องจากว่าตัวปั๊มจมอยู่ใต้ระดับน้ำ จึงต้องพิจารณาเลือกใช้วัสดุที่เป็นตัวปั๊มและส่วนประกอบด้วยว่า เมื่อต้องแช่อยู่ในน้ำเป็นเวลานานติดต่อกันแล้วจะไม่เกิดการกัดกร่อนขึ้น

ปั๊มที่มีเพลาเอียงจะมีลักษณะคล้ายคลึงกันกับแบบเพลาตั้ง แต่การติดตั้งในแนวนี้จะมีปัญหาในเรื่องของการเลือกใช้และติดตั้งต้นกำลัง ปั๊มเพลาเอียงมักจะถูกเลือกใช้กับงานชลประทานหรืองานระบายน้ำซึ่งจำเป็นต้องติดตั้งปั๊มให้อยู่บนลาดตลิ่ง

ปั๊มจุ่มเป็นปั๊มซึ่งถูกออกแบบให้เป็นแบบเพลาตั้งเพียงอย่างเดียว ปั๊มแบบนี้มักจะใช้กับงานสูบน้ำจากบ่อบาดาล งานบำบัดน้ำโสโครก งานระบายน้ำฝน และงานระบายน้ำจากบริเวณงานก่อสร้าง เป็นต้น



รูปที่ 4.1 เฮดรวมทางด้านดูดและความเร็วรอบของปั๊ม

4.2 ต้นกำลังและกำลังงานที่ต้องการ

ต้นกำลังที่ใช้ขับเคลื่อนปั๊มจะต้องเลือกให้สอดคล้องกับประเภทของพลังงานที่มีอยู่ และมีความเหมาะสมต่อการใช้งานและบำรุงรักษา

(1) การเลือกต้นกำลัง

มอเตอร์ไฟฟ้าเป็นต้นกำลังที่นิยมใช้ขับเคลื่อนปั๊มมากที่สุดเนื่องจากมีความสะดวกในการใช้งานและบำรุงรักษา อย่างไรก็ตาม ในสถานที่ซึ่งมีกระแสไฟฟ้าไม่มากพอ หรือมีกระแสไฟฟ้าพอแต่ขัดข้องบ่อยๆ และการทำงานของปั๊มอย่างต่อเนื่องเป็นสิ่งจำเป็น ก็อาจเลือกใช้ต้นกำลังที่เป็นเครื่องยนต์แทน

ในบรรดามอเตอร์ไฟฟ้าที่ใช้อยู่ มอเตอร์ที่อาศัยแรงเหนี่ยวนำแบบกรงกระรอก (Squirrel Cage Induction Motor) โดยใช้กระแสสลับ 3 เฟส เป็นแบบที่นิยมใช้มากที่สุดเพราะบำรุงรักษาง่ายและมีราคาถูกกว่าชนิดอื่น มอเตอร์แบบอาศัยแรงเหนี่ยวนำโดยโรเตอร์ขดลวด (Wound Rotor Induction Motor) มักจะใช้กับต้นกำลังขนาดใหญ่เพื่อลดความต้องการกระแสไฟฟ้าขณะสตาร์ต

สำหรับต้นกำลังที่เป็นเครื่องยนต์ เครื่องยนต์ดีเซลจะนิยมใช้มากที่สุดเนื่องจากมีค่าใช้จ่ายในการใช้งานต่ำ และมีความทนทาน เครื่องยนต์เบนซินมักจะใช้กับปั๊มขนาดเล็กที่ต้องการกำลังงานไม่มากนัก

(2) การหากำลังงานที่ต้องการ

เมื่อได้เลือกชนิดของต้นกำลังแล้วว่าจะใช้มอเตอร์ไฟฟ้าหรือเครื่องยนต์ ขั้นต่อไปก็จะเป็นการกำหนดแรงม้าหรือกำลังงานของต้นกำลังที่เลือก โดยเมื่อนำไปใช้งานแล้วจะไม่เกิดปัญหาเรื่องทำงานเกินกำลัง การคำนวณกำลังงานที่ต้องการจากต้นกำลังทำได้โดยการเลือกกำหนดค่าประสิทธิภาพของปั๊ม (e_p) และประสิทธิภาพในการส่งกำลังระหว่างต้นกำลังกับปั๊ม (e_t)

$$L_d = \frac{L_w}{e_p \cdot e_t}(1+a) \qquad \text{.....(4.3)}$$

โดย L_d = *กำลังงาน* (Output) *ที่ต้องการจากต้นกำลัง* (kW)

L_w = *กำลังงานที่ได้จากปั๊ม* (kW) *คำนวณโดยสมการที่* (1.20)

e_p = *ประสิทธิภาพของปั๊มที่จุดทำงาน*

e_t = *ประสิทธิภาพการส่งกำลังงาน*

a = *ค่าเผื่อขาด* (Allowance Factor)

= 0.1 - 0.2 *เมื่อต้นกำลังเป็นมอเตอร์*

= 0.15 - 0.25 *เมื่อต้นกำลังเป็นเครื่องยนต์*

การเลือกขนาดแรงม้าของต้นกำลังเพื่อใช้กับปั๊มขนาดเล็กโดยทั่วๆ ไป ควรจะพิจารณาจากข้อมูลทางเทคนิคของบริษัทผู้ผลิตปั๊ม ทั้งนี้เพราะปั๊มขนาดเล็กมักจะมีประสิทธิภาพค่อนข้างต่ำ สำหรับปั๊มขนาดใหญ่และปั๊มที่ผู้ผลิตออกแบบให้ทำงานตามข้อกำหนดของผู้ซื้อ ผู้ผลิตจะรับ-ประกันค่าประสิทธิภาพต่ำสุดซึ่งอาจอ้างอิงได้จากตารางที่ 4.3

ตารางที่ 4.3 ประสิทธิภาพของปั๊ม

ขนาด มม.	ประเภทใช้เฮดสูง (Radial Flow)	ประเภทใช้เฮดปานกลาง (Diffuser Casing)	ขนาด มม.	ประเภทใช้เฮดต่ำ			
				เพลานอน		เพลาตั้ง	
				Mixed	Axial	Mixed	Axial
200	65%	-	600	79%	77%	78%	76%
250	68%	-	700	80%	78%	79%	77%
300	71%	69%	800	81%	79%	80%	78%
350	74%	71%	900	82%	80%	81%	79%
400	75%	73%	1,000	83%	81%	82%	80%
450	77%	75%	1,200	84%	82%	83%	81%
500	79%	76%	1,350	84.5%	82.5%	83.5%	81.5%
600	83%	79%	1,500	85%	83%	84%	82%
700	83.5%	80%	1,650	85.5%	83.5%	84.5%	82.5%
800	84%	81%	1,800	86%	84%	85%	83%
900	84.5%	82%	2,000	86%	84%	85%	83%
1,000	85%	-	2,200	-	-	86%	84%

ค่าเผื่อขาด a เป็นค่ากำลังงานสำรองของต้นกำลังซึ่งเผื่อเอาไว้ในกรณีที่ปั๊มจะต้องทำงานเกินกว่าขอบเขตสูงสุดที่คาดว่าจะเกิดขึ้น ค่าเผื่อขาดซึ่งระบุว่าควรจะใช้ 10 ถึง 20 เปอร์เซ็นต์สำหรับต้นกำลังที่เป็นมอเตอร์และ 15 ถึง 25 เปอร์เซ็นต์สำหรับต้นกำลังที่เป็นเครื่องยนต์นั้น เป็นค่าที่จะต้องเพิ่มเติมจากกำลังงานที่ต้องการ ปั๊มขนาดเล็กจะมีการเผื่อขาดเป็นเปอร์เซ็นต์สูงกว่าปั๊มขนาดใหญ่

ประสิทธิภาพการส่งกำลังงาน เป็นตัวเลขที่มีไว้เพื่อเผื่อการสูญเสียกำลังงานขณะถูกส่งจากต้นกำลังมาสู่ปั๊ม การส่งกำลังงานที่กล่าวอาจส่งผ่านเกียร์หรือฟันเฟือง สายพานลดความเร็วรอบ หรือข้อต่อที่ออกแบบเฉพาะสำหรับวัตถุประสงค์นี้ ค่าประสิทธิภาพการส่งกำลังงานผ่านตัวกลางแบบต่างๆ แสดงไว้ในตารางที่ 4.4

ตารางที่ 4.4 ประสิทธิภาพการส่งกำลังงาน (e_t)

ตัวกลางในการส่งกำลังงาน	ประสิทธิภาพ %
ต่อตรง	100
ต่อผ่านเกียร์ (ชั้นเดียว)	
Helical Gears	95 - 97
Bevel Gears	94 - 96
Planetary Gear	95 - 98
เกียร์ไฮดรอลิค	95 - 97
สายพานแบน	90 - 93
สายพานรูปตัววี	93 - 95

(3) มอเตอร์และวิธีสตาร์ต

มอเตอร์ไฟฟ้าที่ใช้กับปั๊มอาจจะแยกออกเป็นชนิดเหนี่ยวนำ (Induction Motor) ชนิดซิงโครนัส (Synchronous Motor) และชนิดไฟฟ้ากระแสตรง ในบรรดามอเตอร์เหล่านี้ชนิดเหนี่ยวนำซึ่งใช้กับไฟกระแสสลับ 3 เฟส เป็นชนิดที่นิยมใช้กับปั๊มมากที่สุด ทั้งนี้เนื่องมาจากมีส่วนประกอบที่ง่าย ใช้งานสะดวก และราคาประหยัด มอเตอร์ซิงโครนัสมักจะเลือกใช้กับปั๊มขนาดใหญ่เนื่องจากมีข้อได้เปรียบในเรื่องแฟกเตอร์กำลัง (Power Factor)

มอเตอร์เหนี่ยวนำแบบกรงกระรอก (Squirrel Cage) เป็นชนิดที่ใช้กันอย่างกว้างขวางตั้งแต่ขนาดกำลังงานต่ำจนถึงที่ให้กำลังงานมากๆ สำหรับชนิดเหนี่ยวนำโดยใช้โรเตอร์ขดลวด (Wound Rotor Induction Motor) จะเหมาะสำหรับงานที่ต้องการกำลังงานสูงๆ เนื่องจากมีข้อได้เปรียบในเรื่องความต้องการกระแสไฟฟ้าขณะสตาร์ตไม่สูงมาก ในการเลือกมอเตอร์เพื่อใช้งานกับปั๊ม ต้องคำนึงถึงกำลังงานที่ให้อย่างต่อเนื่องเท่านั้น

การเลือกมอเตอร์ชนิดใดชนิดหนึ่ง จะต้องพิจารณาจากหัวข้อดังต่อไปนี้ คือ

1. แรงดันของกระแสไฟฟ้าที่ต้องการ ค่าดังกล่าวนี้เป็นตัวควบคุมกำลังงานสูงสุดของมอเตอร์ โดยทั่วๆ ไป กระแสสลับขนาด 380 โวลต์ หรือ 440 โวลต์ จะใช้กับมอเตอร์ที่ให้กำลังงานไม่เกิน 250 กิโลวัตต์ สำหรับมอเตอร์ขนาดใหญ่กว่านี้ควรจะใช้ไฟซึ่งมีแรงดันขนาด 3 ถึง 7.2 กิโลโวลต์

2. วิธีการสตาร์ตมอเตอร์จะต้องเหมาะกับขนาดของกระแสไฟฟ้าที่มีอยู่ เนื่องจากถ้าความต้องการกระแสไฟฟ้าขณะสตาร์ตสูงมาก จะมีผลให้แรงดันในสายส่งตกลงอย่างรุนแรงได้

3. ระดับมาตรฐานของฉนวน การป้องกันภายนอก และการระบายความร้อนของมอเตอร์ ซึ่งจะต้องกำหนดให้สอดคล้องกับสภาพแวดล้อมของสถานที่ที่มอเตอร์นั้นจะติดตั้ง

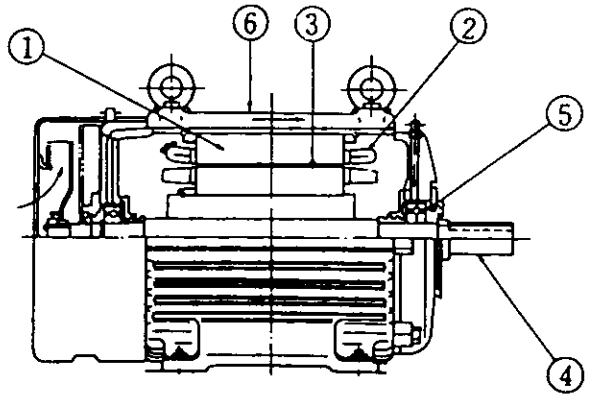
4. ลักษณะการใช้งานจะต้องสอดคล้องกับปั๊มที่เลือกใช้ เป็นต้นว่า เป็นการใช้งานกับปั๊มซึ่งมีเพลานอน หรือกับปั๊มเพลาดิ่ง

5. ในกรณีที่ความต้องการเป็นแบบความเร็วรอบต่ำแต่ให้กำลังงานสูง การเลือกใช้มอเตอร์ที่มีความเร็วรอบปกติต่อผ่านเกียร์ลดความเร็วรอบจะประหยัดกว่าใช้มอเตอร์ที่ให้ความเร็วรอบต่ำ

ลักษณะที่สำคัญๆ ของมอเตอร์ซึ่งนิยมใช้กับปั๊มมีดังต่อไปนี้

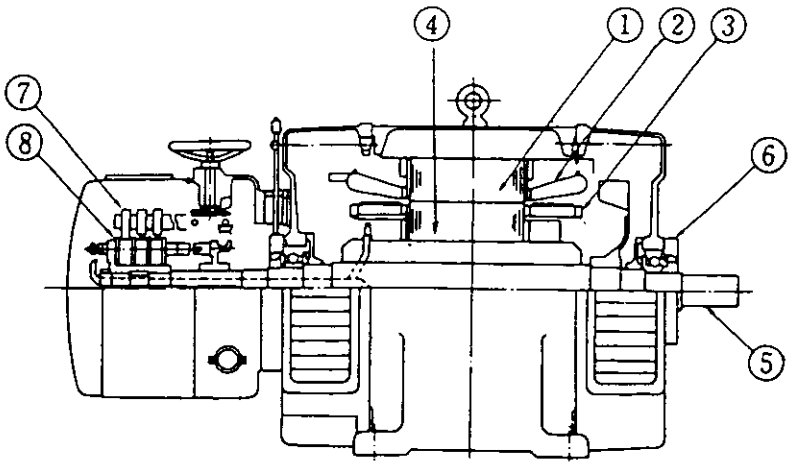
ก. มอเตอร์เหนี่ยวนำแบบกรงกระรอก (Squirrel Cage Induction Motor) เป็นชนิดที่นิยมใช้กันทั่วๆ ไป เนื่องจากผลิตง่าย การบำรุงรักษาไม่ยุ่งยาก และมีจำหน่ายทั่วไปสำหรับขนาดแรงม้าหรือกำลังงานที่นิยมใช้ แต่เนื่องจากความต้องการกระแสไฟฟ้าขณะสตาร์ตจะเป็นหลายเท่าของขณะใช้งานปกติ ดังนั้นจึงจำเป็นต้องเลือกวิธีการสตาร์ตอย่างระมัดระวัง โดยเฉพาะอย่างยิ่งเมื่อติดตั้งมอเตอร์กำลังงานสูงโดยใช้พลังงานจากแหล่งซึ่งมีกระแสไฟฟ้าจำกัด วิธีการสตาร์ตแบบสตาร์-เดลต้า (Star-delta) จะใช้กับมอเตอร์ที่ให้กำลังงานต่ำ สำหรับมอเตอร์ขนาดใหญ่ การลดความต้องการกระแสไฟฟ้าขณะสตาร์ตมักจะทำโดยใช้ Starting Compensator (Auto Transformer) และ Starting Reactor การปรับความเร็วรอบของมอเตอร์แบบนี้ทำโดยการควบคุมความถี่ของกระแสไฟฟ้า

ข. มอเตอร์เหนี่ยวนำโดยโรเตอร์ขดลวด (Wound Rotor Induction Motor) เป็นชนิดที่ใช้กับไฟฟ้าแรงสูงเพื่อที่จะลดความต้องการกระแสไฟฟ้าขณะสตาร์ตลงมาให้เหลือใกล้เคียงกับความต้องการปกติ ในขณะเดียวกันก็ให้แรงบิดที่มากพอเมื่อสตาร์ต การปรับความเร็วรอบทำได้โดยการใช้ตัวต้านทานทุติยภูมิ (Secondary Resistors) แบบต่อเนื่อง ถ้าใช้ของเหลวเป็นตัวต้าน



No.	Part name
1	Stator core
2	Stator winding
3	Rotor core
4	Shaft
5	Bearing
6	Housing

รูปที่ 4.2 มอเตอร์เหนี่ยวนำแบบกรงกระรอก (Squirrel Cage Induction Motor)



No.	Part name
1	Stator core
2	Stator winding
3	Rotor winding
4	Rotor core
5	Shaft
6	Bearing
7	Brush and holder
8	Slip ring

รูปที่ 4.3 มอเตอร์เหนี่ยวนำโดยโรเตอร์ขดลวด (Wound Rotor Induction Motor)

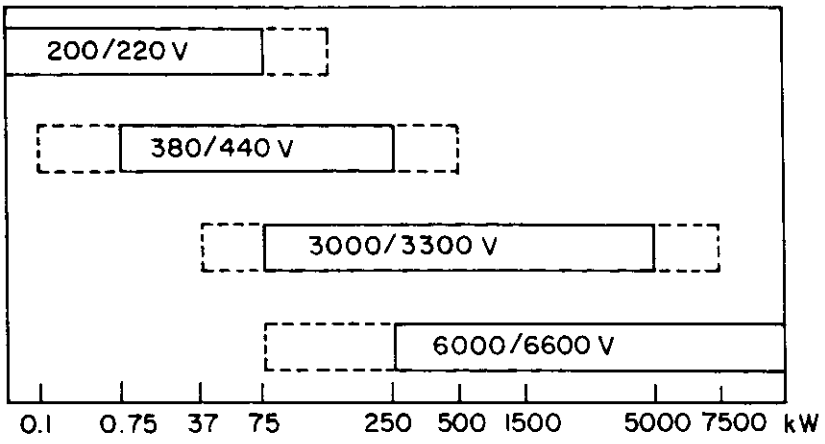
ทานก็จะสามารถลดความเร็วรอบลงได้อย่างต่อเนื่องจนถึง 65 เปอร์เซ็นต์ของค่าระบุ สำหรับมอเตอร์ขนาดใหญ่ การใช้วิธี Stationary Scherbius จะให้ข้อได้เปรียบในเรื่องของการนำเอาพลังงานกลับคืนสู่แหล่งที่มาได้อีก

ค. มอเตอร์ซิงโครนัส (Synchronous Motor) เป็นมอเตอร์ที่ใช้กับการติดตั้งขนาดใหญ่ซึ่งประสิทธิภาพการทำงานของมันจะมีความสำคัญเป็นอันดับแรก ค่าแฟกเตอร์กำลัง (Power Factor) ของมอเตอร์แบบนี้สามารถที่จะควบคุมให้อยู่ในระดับ 1.0 ได้ตลอดช่วงการทำงาน อย่างไรก็ตาม มอเตอร์ชนิดนี้ต้องการอุปกรณ์พิเศษเพื่อปรับให้เป็นความเร็วซิงโครนัสเมื่อสตาร์ต

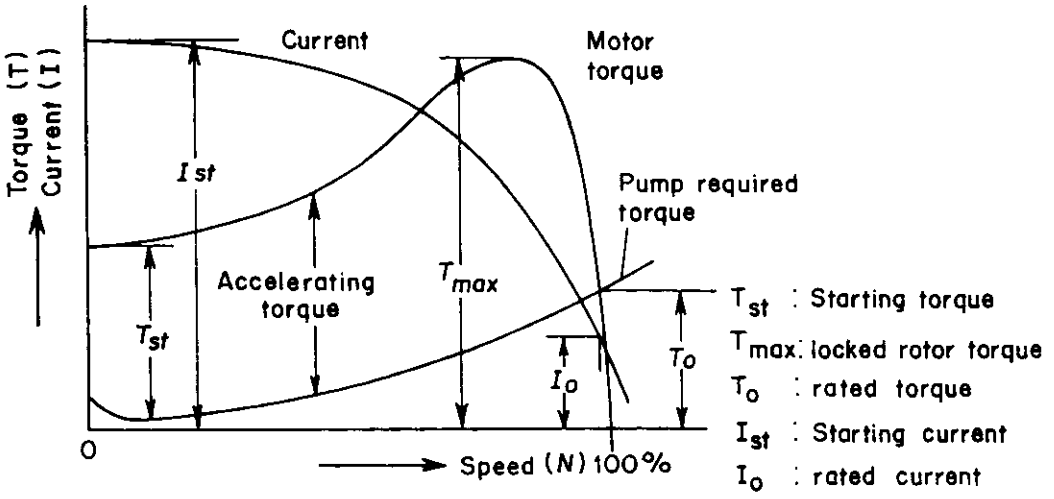
ช่วงค่ากำลังงานที่จะได้จากมอเตอร์เมื่อใช้กับแรงดันไฟฟ้าขนาดต่างๆ จะดูได้จากรูปที่ 4.4 ช่วงซึ่งเป็นเส้นเต็มจะเป็นช่วงที่ใช้กันโดยทั่วๆ ไป และเป็นช่วงที่มอเตอร์จะมีราคาประหยัดและให้ประสิทธิภาพสูง

รูปที่ 4.5 แสดงให้เห็นถึงลักษณะการทำงานของมอเตอร์แบบเหนี่ยวนำในขณะที่กำลังสตาร์ต กราฟแสดงลักษณะการทำงานประกอบด้วยความสัมพันธ์ระหว่างรอบความเร็ว (N) กับแรงบิด (T) และกระแสไฟฟ้าที่ใช้ (I) เพื่อเป็นการเปรียบเทียบ ในรูปได้แสดงค่าแรงบิดที่ปั๊มต้องการเอาไว้ด้วย ค่าดังกล่าวนี้จะเป็นสัดส่วนกับกำลังสองของความเร็วรอบ แรงบิดของมอเตอร์ขณะสตาร์ตจะมากกว่าที่ต้องการโดยปั๊ม ค่าที่สูงกว่านี้จะถูกใช้สำหรับเร่งความเร็วของมอเตอร์ให้สูงขึ้น จนกระทั่งเข้าสู่ภาวะสมดุลย์เมื่อค่าแรงบิดของมอเตอร์เท่ากับที่ปั๊มต้องการ จุดสมดุลย์ดังกล่าวก็คือ จุดที่ปั๊มทำงาน

ในขณะที่มอเตอร์สตาร์ต จะให้ค่าแรงบิดประมาณ 1.0 ถึง 1.5 เท่าของค่าที่ทำงานตามปกติ หรือค่าที่ระบุ (Rated) ที่แรงดันไฟฟ้าที่กำหนด และเนื่องจากว่าแรงบิดขณะสตาร์ตเป็น



รูปที่ 4.4 ช่วงแรงดันของกระแสไฟฟ้าและกำลังงานของมอเตอร์

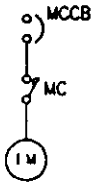
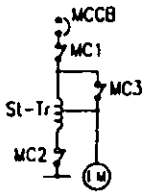
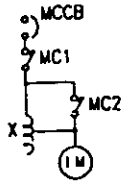
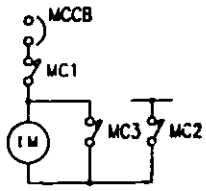
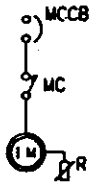


รูปที่ 4.5 ความสัมพันธ์ระหว่างแรงบิด กระแสไฟที่ต้องการกับความเร็วรอบของมอเตอร์แบบเหนี่ยวนำ

สัดส่วนกับกำลังสองของแรงดันไฟฟ้า ดังนั้น จึงจำเป็นต้องตรวจสอบขนาดของแหล่งกระแสไฟฟ้าว่าจะสามารถนำมาใช้ได้มากน้อยเท่าใด ขนาดและความยาวของสายส่งสามารถรองรับขนาดและวิธีการสตาร์ตของมอเตอร์ที่จะใช้หรือไม่ ทั้งนี้เพื่อหลีกเลี่ยงปัญหาแรงดันไฟฟ้าตก

การเลือกวิธีการสตาร์ตโดยพิจารณาจากแรงดันไฟฟ้า แรงบิด และความต้องการกระแสไฟฟ้าขณะสตาร์ต อาจจะดูได้จากตารางที่ 4.5 ลักษณะที่สำคัญของวิธีการสตาร์ตแต่ละแบบมีดังต่อไปนี้

ตารางที่ 4.5 วิธีสตาร์ตมอเตอร์

วิธีสตาร์ต	แรงดันไฟฟ้า* (Terminal Voltage)	แรงบิดเมื่อสตาร์ต	กระแสไฟฟ้าที่ใช้ขณะสตาร์ต	วงจร
มอเตอร์ชนิดเหนี่ยวนำแบบกรงกระรอก (Squirrel Cage Induction Motor)				
Direct on-line	1.0	TS (100-150% of rated)	Is (400-700% of rated)	
Starting compensator (auto transformer)	0.80 0.65 0.50	0.64 Ts 0.42 Ts 0.25 Ts	0.64 Is 0.42 Is 0.25 Is	
Starting reactor	0.80 0.65 0.50	0.64 Ts 0.42 Ts 0.25 Ts	0.80 Is 0.65 Is 0.50 Is	
Star-delta (Y - Δ)	0.575	0.333 Ts	0.333 Is	
มอเตอร์ชนิดเหนี่ยวนำแบบโรเตอร์ขดลวด (Wound Rotor Induction Motor)				
Starting resistor	1.0	(100-150% of rated)	100% of rated)	

หมายเหตุ * อัตราส่วนระหว่างแรงดันที่ใช้ต่อแรงดันในสายส่ง

1. การต่อตรง (Direct on-line) เป็นวิธีที่ง่าย ใช้อุปกรณ์น้อยและราคาถูก ให้แรงบิดขณะสตาร์ตสูง ซึ่งเป็นผลให้ได้อัตราเร่งสูง อย่างไรก็ตาม การเลือกใช้วิธีนี้จำเป็นต้องตรวจสอบว่าจะมีปัญหาเรื่องแรงดันตกหรือไม่ เนื่องจากเป็นวิธีที่ต้องการกระแสไฟฟ้าขณะสตาร์ตสูง

2. Starting Compensater (Auto Transformer) เป็นวิธีที่ให้ลักษณะการสตาร์ต (ความสัมพันธ์ระหว่างแรงบิดและกระแสไฟที่ใช้กับความเร็วรอบ) ที่ดีเนื่องจากกระแสไฟฟ้าที่ใช้สตาร์ตจะมาจากหม้อแปลงซึ่งลดแรงดันแล้ว เมื่อการสตาร์ตสมบูรณ์ก็จะเปลี่ยนกลับไปใช้กระแสที่แรงดันปกติ การสตาร์ตโดยวิธีนี้ค่ากระแสและแรงบิดจะลดลงเป็นสัดส่วนกับกำลังสองของกระแสที่ไหลผ่านหม้อแปลง แต่ราคาของอุปกรณ์ที่ใช้สำหรับการสตาร์ตแบบนี้ค่อนข้างสูง

3. Starting Reator เป็นวิธีที่เหมาะสมกับปั๊ม หรือเครื่องจักรกังหัน (Turbomachines) แรงดันของกระแสจะถูกแบ่งออกแล้วใช้สตาร์ตด้วยค่าที่ต่ำกว่าค่าที่ระบุ ดังนั้นกระแสไฟฟ้าขณะสตาร์ตจะลดลงเป็นสัดส่วนกับค่าซึ่งถูกแบ่งมาใช้สตาร์ต

4. สตาร์-เดลต้า (Star-delta) เป็นวิธีการสตาร์ตมอเตอร์ที่ใช้กับไฟฟ้าแรงต่ำและมอเตอร์แรงม้าต่ำ ระบบที่เปลี่ยนจากสตาร์เป็นเดลต้าที่ใช้กันทั่วๆ ไปเป็นแบบเปิด จะมีการเพิ่มการใช้กระแสไฟฟ้าอย่างฉับพลันในช่วงการเปลี่ยนดังกล่าว การป้องกันปัญหานี้ทำได้โดยการเปลี่ยนมาใช้ระบบซึ่งเปลี่ยนจากสตาร์เป็นเดลต้าแบบปิด

5. Starting Resistor เป็นวิธีที่ใช้กับมอเตอร์ชนิดเหนี่ยวนำโดยโรเตอร์ขดลวด เป็นวิธีที่ให้แรงบิดขณะสตาร์ตสูงแต่สามารถควบคุมไม่ให้ใช้กระแสไฟฟ้ามาก การควบคุมความเร็วรอบของมอเตอร์สามารถทำได้ถ้าใช้ตัวต้านทานแปรค่า (Rheostat) ที่เป็นของเหลวซึ่งมีเครื่องทำความเย็นประกอบด้วย

ระดับชั้นของฉนวนมอเตอร์จะแบ่งแยกออกตามค่าอุณหภูมิสูงสุดของมอเตอร์ที่จะยอมให้เพิ่มขึ้น ดังแสดงไว้ในตารางที่ 4.6 ค่าอุณหภูมิสูงสุดที่ยอมให้เพิ่มขึ้นขณะที่มอเตอร์กำลังรับโหลดเต็มที่จะมีอธิบายไว้ในมาตรฐานที่เกี่ยวข้อง

ตารางที่ 4.6 ระดับชั้นฉนวนของมอเตอร์

ระดับชั้นฉนวน	A	E	B	F	H
อุณหภูมิสูงสุด °C	105	120	130	155	180

สำหรับมอเตอร์ที่ใช้ไฟฟ้าแรงต่ำ ระดับชั้นของฉนวนที่ใช้กันโดยทั่วๆ ไป เป็นชั้น E ปัจจุบันระดับชั้น F เป็นชั้นที่กำหนดให้ใช้โดยทั่วๆ ไปกับมอเตอร์ที่ใช้ไฟฟ้าแรงสูง แต่ยอมให้อุณหภูมิเพิ่มขึ้นได้เทียบเท่ากับระดับชั้น B

การเลือกมอเตอร์จำเป็นต้องกำหนดระดับการป้องกัน และการระบายความร้อนให้สอดคล้องกับสภาพแวดล้อมที่มันจะติดตั้งด้วย ระดับการป้องกันมอเตอร์ที่ใช้กับงานสูบน้ำทั่วๆ ไป มี

ดังนี้

- Drip-proof Open Protected Type: เป็นมอเตอร์แบบเปิด ใช้ติดตั้งภายในอาคาร สามารถป้องกันหยดน้ำซึ่งตกลงมาทำมุมไม่เกิน 15 องศา จากแนวดิ่ง

- Duct Ventilated Open Type: เป็นมอเตอร์แบบเปิดขนาดใหญ่ ซึ่งความร้อนจากมอเตอร์จะถูกดูดออกไปสู่ภายนอกอาคารที่ติดตั้ง

- Totally Enclosed Fan Cooled Type: เป็นแบบปิดซึ่งสิ่งแปลกปลอมที่กว้างหรือหนากว่า 1 มม. ไม่สามารถเข้าไปสัมผัสกับชิ้นส่วนที่หมุนภายในมอเตอร์ได้ ส่วนใหญ่ใช้กับมอเตอร์ขนาดเล็กที่ต้องติดตั้งในที่ชื้นหรือภายนอกอาคาร

- Submersible Type: เป็นแบบซึ่งใช้กับปั๊มจุ่ม ตัวมอเตอร์จะถูกปิดสนิท สามารถใช้งานใต้น้ำหรือภายใต้ความดันติดต่อกันเป็นเวลานาน

ความถี่ในการเปิด-ปิด หรือการสตาร์ตมอเตอร์เป็นเงื่อนไขสำคัญอีกอย่างหนึ่งที่จะต้องนำมาพิจารณา ทั้งนี้เพราะมีขีดจำกัดในเรื่องของจำนวนครั้งในการสตาร์ตต่อชั่วโมงหรือต่อวันเพื่อรักษาระดับความร้อนของมอเตอร์ให้อยู่ในเกณฑ์ที่จะยอมให้ การกำหนดความถี่ในการสตาร์ตจะต้องพิจารณาควบคู่ไปกับการกำหนดความถี่ในการให้ปั๊มทำงาน ตามที่ได้อธิบายไว้ในหัวข้อที่ 3.6

ความถี่ในการสตาร์ตมอเตอร์ที่ยอมให้จะขึ้นอยู่กับอัตราส่วนระหว่างโมเมนต์ของความเฉื่อยที่ยอมให้ของมอเตอร์ต่อหน่วยโมเมนต์ของความเฉื่อย โดยทั่วๆ ไป ถ้าเป็นมอเตอร์ขนาดเล็กที่ใช้แรงดันไฟฟ้าต่ำจะยอมให้มีการสตาร์ตได้มากครั้งต่อชั่วโมง แต่ถ้าเป็นมอเตอร์ขนาดใหญ่ใช้ไฟแรงสูง การสตาร์ตอาจจะกำหนดให้ได้น้อยครั้งต่อวัน

กำลังขับของมอเตอร์จะบอกไว้ที่แผ่นป้ายบอกลำดับหมายเลขเครื่องของบริษัทผู้ผลิต ค่ากำลังขับมาตรฐานของมอเตอร์ที่มีหน่วยเป็นกิโลวัตต์แสดงไว้ในตารางที่ 4.7

ตารางที่ 4.7 ค่ากำลังขับมาตรฐานของมอเตอร์-kW

0.4	0.75	1.5	2.2	3.7	5.5	7.5	11
15	18.5	22	30	37	45	55	75
90	110	132	160	200	250		

(4) เครื่องยนต์และส่วนประกอบ

ในบรรดาเครื่องยนต์จุดสันดาปภายใน เครื่องยนต์ดีเซลนับว่าเป็นที่นิยมใช้กับปั๊มมากที่สุด เนื่องจากความทนทาน ความสะดวกในการบำรุงรักษา และราคาของเครื่องยนต์ไม่แพงมาก เครื่องยนต์เบนซินซึ่งมีขนาดเล็กกว่ามักจะใช้กับปั๊มขนาดเล็ก ในการเลือกเครื่องยนต์เพื่อนำมา

ใช้กับปั๊มควรพิจารณาจากหัวข้อดังต่อไปนี้ คือ

1. วิธีการระบายความร้อนซึ่งจะต้องเหมาะสมกับสภาพการใช้งาน เครื่องยนต์ดีเซลมักจะระบายความร้อนโดยใช้น้ำ

2. อัตราการใช้น้ำมันเชื้อเพลิงจะต้องอยู่ในเกณฑ์ที่ยอมรับได้ และจะต้องสามารถจัดหาทั้งน้ำมันเชื้อเพลิงและน้ำมันหล่อลื่นมาใช้ได้พอกับความต้องการใช้งานที่คาดว่าจะเกิดขึ้น

3. วิธีการสตาร์ตเครื่องจะต้องทำได้ง่ายและเชื่อถือได้ เพื่อเป็นหลักประกันว่าปั๊มนั้นจะสามารถทำงานได้ โดยเฉพาะอย่างยิ่งเมื่อต้องใช้งานในที่ซึ่งอยู่ห่างไกล

4. ต้องมีการวิเคราะห์ล่วงหน้าว่าจะไม่มีการสั่นสะเทือนรุนแรงอันเนื่องมาจากแรงบิด โดยเฉพาะอย่างยิ่งเมื่อใช้กับปั๊มแบบเพลาตั้งซึ่งมีเพลายาว

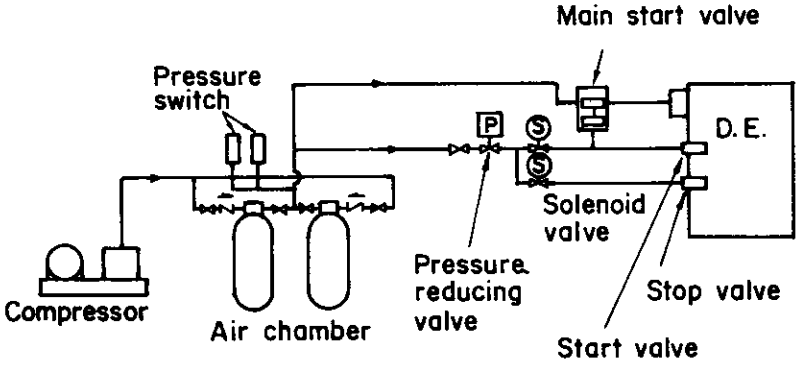
5. ต้องมีการตรวจสอบว่าระดับเสียงและความสั่นสะเทือนที่เกิดขึ้นจะไม่มากเกินกว่าที่กฎหมายจะยอมให้สำหรับสภาวะแวดล้อมที่ปั๊มนั้นติดตั้งอยู่

6. ต้องตรวจสอบให้แน่ใจว่าจะสามารถหาอะไหล่ สถานที่ให้บริการซ่อมแซมและบำรุงรักษาเมื่อมีความต้องการ

เพื่อให้เครื่องยนต์ดีเซลทำงานได้อย่างต่อเนื่อง จะต้องจัดให้มีอุปกรณ์ที่ตรงกับความต้องการของเครื่องยนต์ และสภาพการทำงานของมัน ดังนี้คือ

ก. อุปกรณ์สตาร์ตเครื่องยนต์ การสตาร์ตเครื่องยนต์ดีเซลโดยใช้อากาศอัดเป็นวิธีที่นิยมใช้กับเครื่องยนต์ดีเซลซึ่งเป็นต้นกำลังของปั๊ม ระบบสตาร์ตประกอบด้วยท่อลมแรงดันสูง และเครื่องอัดลมอัตโนมัติดังรูปที่ 4.6 สำหรับเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็กซึ่งมีรอบความเร็วสูง อาจใช้วิธีสตาร์ตด้วยมอเตอร์ซึ่งใช้ไฟจากแบตเตอรี่

ข. ระบบจ่ายน้ำมันเชื้อเพลิง ระบบนี้จะประกอบด้วยถังจ่ายน้ำมัน ปั๊มสูบน้ำมันจากถังเก็บและถังเก็บซึ่งเป็นแหล่งเก็บน้ำมันขนาดใหญ่ อุปกรณ์ทั้งหมดนี้ต่อเข้าด้วยกันด้วยท่อดังแสดงไว้



รูปที่ 4.6 การสตาร์ตเครื่องยนต์ดีเซลโดยใช้อากาศอัด

ในรูปที่ 4.7 ขนาดความจุของถังเก็บอาจคำนวณได้โดยสมการ

$$V_f = \alpha \cdot B_F \cdot P_E \cdot t / 1000 \cdot \gamma_f \quad \text{.....(4.4)}$$

โดย V_f = *ความจุของถังเก็บน้ำมัน* (m^3)

B_F = *อัตราการใช้น้ำมัน* (kg/hp-h)

P_E = *แรงม้าของเครื่องยนต์* (hp)

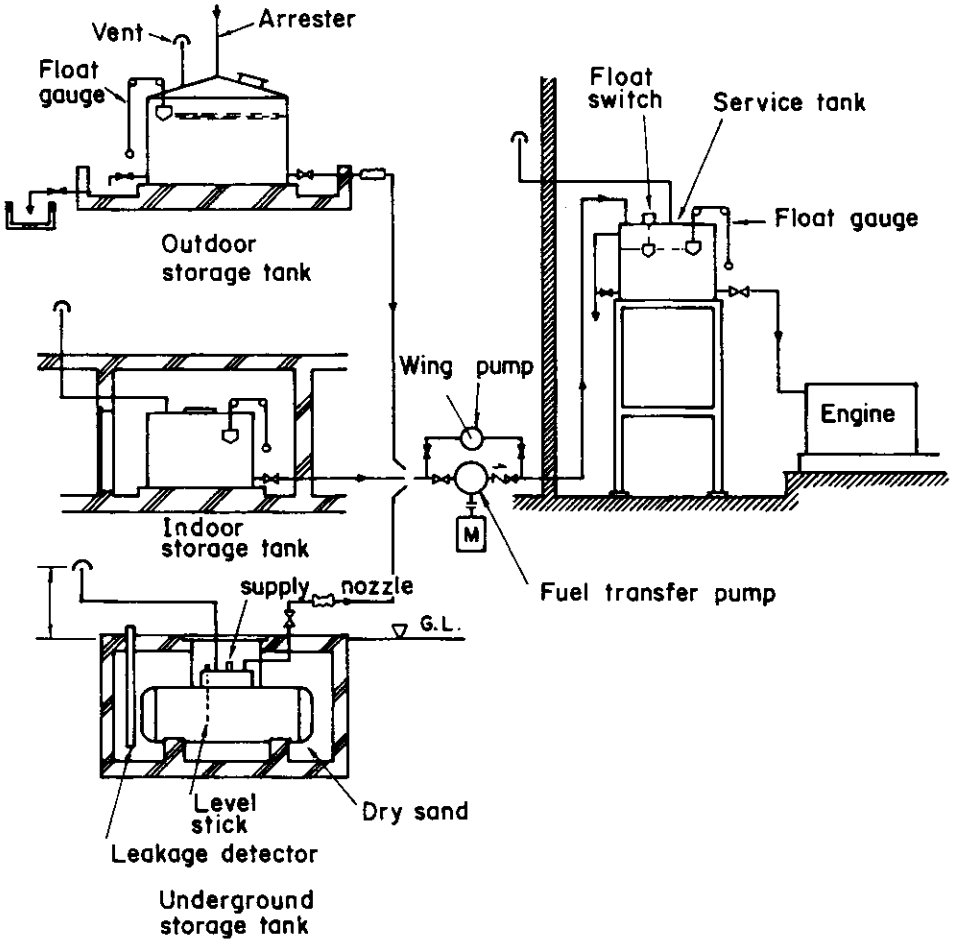
t = *ระยะเวลาใช้งานสะสมของเครื่องยนต์* (h)

γ_f = *น้ำหนักจำเพาะของน้ำมันเชื้อเพลิง* (kg/ℓ)

= 0.83 *สำหรับน้ำมันดีเซลความเร็วสูง*

= 0.85 *สำหรับน้ำมันดีเซลความเร็วต่ำ*

α = *ค่าตัวคูณเผื่อขาด* (1.1 ถึง 1.2)



รูปที่ 4.7 ระบบเก็บและจ่ายน้ำมันเชื้อเพลิงให้กับต้นกำลังที่เป็นเครื่องยนต์

อัตรามาตรฐานสำหรับการใช้น้ำมันของเครื่องยนต์ดีเซลสำหรับกำลังงานขนาดต่างๆ กัน แสดงไว้ในตารางที่ 4.8

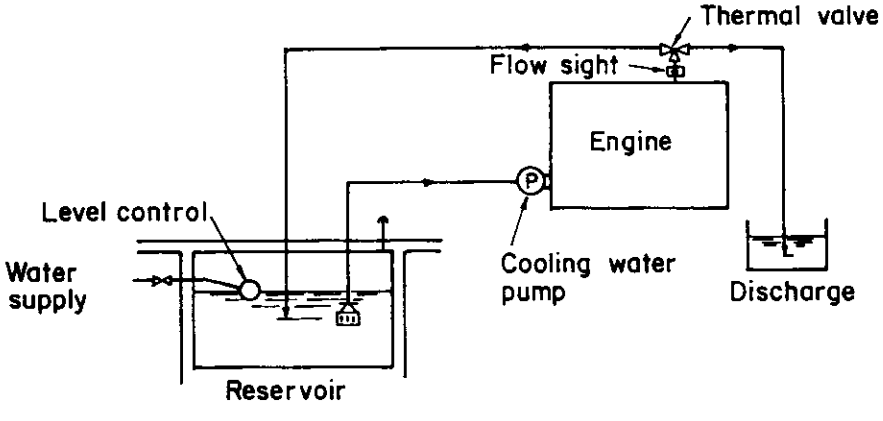
ตารางที่ 4.8 อัตรามาตรฐานในการใช้น้ำมันเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์ดีเซล

แรงม้าของเครื่องยนต์	100-300	300-500	500-1,000	>1,000
อัตราการใช้น้ำมัน (kg/hp/h)	0.22	0.20	0.18	0.17

ถังเก็บน้ำมันเชื้อเพลิงที่ใช้อาจจะแยกออกเป็น ถังเก็บนอกอาคาร ถังเก็บใต้ดิน และถังเก็บภายในอาคาร การติดตั้งและเก็บน้ำมันเชื้อเพลิงจะต้องปฏิบัติตามกฎหมายที่เกี่ยวข้อง ถังจ่ายน้ำมันให้เครื่องยนต์จะติดตั้งอยู่ใกล้เครื่องยนต์และมีระดับน้ำมันต่ำสุดอยู่สูงกว่าปั๊มฉีดน้ำมันเชื้อเพลิงที่เครื่องยนต์ ขนาดของถังจ่ายน้ำมันจะกำหนดให้มีปริมาตรเท่ากับที่ต้องการเมื่อเครื่องยนต์ทำงานติดต่อกันเป็นระยะเวลา 2 ชั่วโมง

ค. ระบบระบายความร้อน ระบบระบายความร้อนของเครื่องยนต์ดีเซลอาจจะแยกออกได้เป็น การระบายความร้อนโดยตรง การระบายความร้อนจากรังผึ้งด้วยน้ำ และการระบายความร้อนจากรังผึ้งด้วยลม บางครั้งอาจมีการใช้หอทำน้ำเย็น (Cooling Tower) ช่วยลดระดับความร้อนของน้ำที่ทำหน้าที่ดึงดูดความร้อนออกจากตัวเครื่องยนต์ด้วย

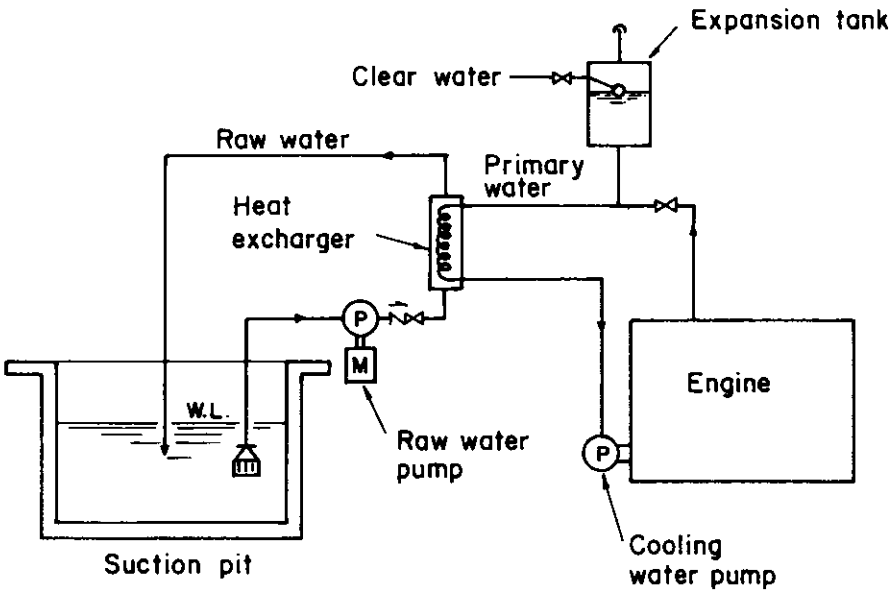
a) การระบายความร้อนโดยตรง ดังแสดงไว้ในรูปที่ 4.8 เป็นวิธีการที่ดีเมื่อมีแหล่งน้ำจืดที่ดีเป็นปริมาณมาก ในกรณีที่แหล่งน้ำมีปริมาณจำกัด ระบบระบายความร้อนอาจทำโดยการสร้างบ่อพักหรือถังเก็บแล้วสูบหมุนเวียนไปหล่อเย็นเครื่องยนต์ และอาจมีน้ำจากแหล่งภายนอกมาเพิ่ม



รูปที่ 4.8 ระบบระบายความร้อนจากเครื่องยนต์โดยตรง

เติมบางส่วนเพื่อไม่ให้อุณหภูมิสูงมากเกินไป บางครั้งอาจต้องมีปั๊มน้ำเย็นแยกออกมาจากตัวเครื่องถ้าระยะดูดยกสูงเกินไป ความต้องการน้ำเพื่อการหล่อเย็นแบบนี้จะมีค่าประมาณ 40 ลิตรต่อแรงม้าต่อชั่วโมง

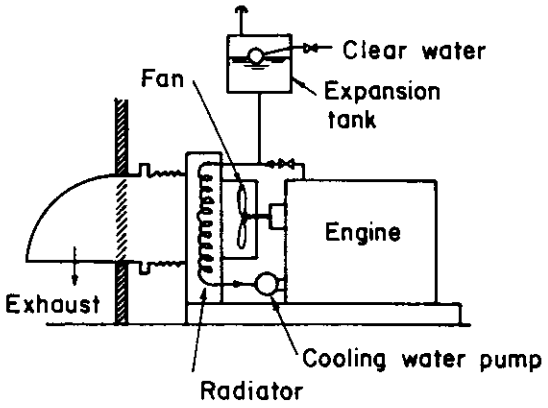
b) การระบายความร้อนจากรังผึ้งด้วยน้ำ วิธีนี้เหมาะสำหรับกรณีที่น้ำที่มีอยู่มีคุณภาพไม่เหมาะสมกับการนำไปใช้ระบายความร้อนโดยตรง ดังนั้น จะใช้น้ำสะอาดเข้าไปหล่อเย็นตัวเครื่องยนต์แล้วให้มันไหลผ่านรังผึ้ง ซึ่งจะระบายความร้อนไปสู่น้ำดิบอีกทอดหนึ่ง ดังแสดงไว้ในรูปที่ 4.9



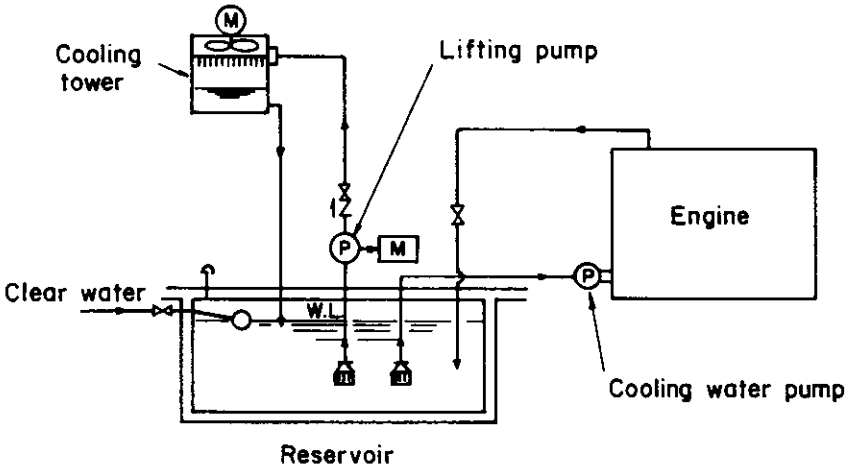
รูปที่ 4.9 ระบบระบายความร้อนจากรังผึ้งด้วยน้ำ

c) การระบายความร้อนจากรังผึ้งด้วยลม เป็นวิธีการที่ใช้สำหรับกรณีที่มีน้ำไม่มากพอที่จะนำมาใช้ได้ จึงเหมาะกับเครื่องยนต์ขนาดเล็ก และขนาดกลาง ระบบระบายความร้อนแบบนี้แสดงไว้ในรูปที่ 4.10

d) การใช้หอทำน้ำเย็น เหมาะสำหรับการติดตั้งระบบระบายความร้อนขนาดใหญ่ ซึ่งอาจใช้ร่วมกันโดยเครื่องยนต์หลายเครื่อง และมีหอทำน้ำเย็นหลายหอ น้ำที่ไหลผ่านหอทำน้ำเย็นบางส่วนจะสูญเสียไปโดยการระเหยและถูกพัดพาไปโดยพัดลม ดังนั้นจะต้องมีน้ำสะอาดเข้ามาเสริมส่วนที่ขาดหายไปนี้ตลอดเวลา ระบบระบายความร้อนแบบนี้แสดงไว้ในรูปที่ 4.11



รูปที่ 4.10 ระบบระบายความร้อนจากรังผึ้งด้วยน้ำ



รูปที่ 4.11 หอทำน้ำเย็นซึ่งใช้ร่วมกับระบบระบายความร้อนโดยตรง

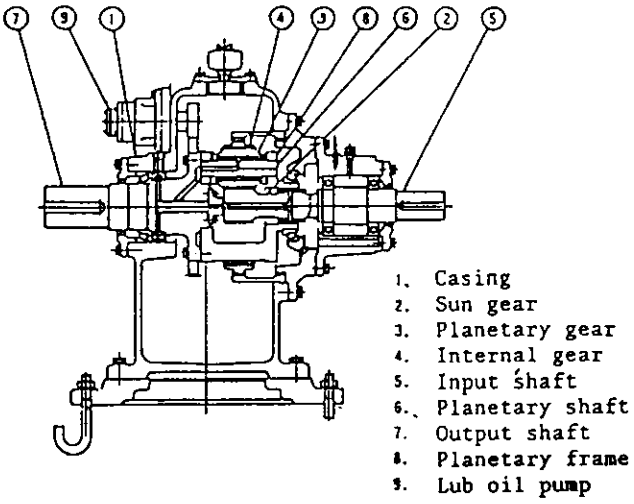
(5) อุปกรณ์ส่งกำลังงาน

วิธีการส่งกำลังงานจากต้นกำลังไปสู่ปั๊มที่ดีที่สุดคือ การต่อตรง แต่ถ้ามีความจำเป็นต้องปรับความเร็วรอบ หรือมีการเปลี่ยนทิศทางการหมุนก็จำเป็นต้องใช้อุปกรณ์เพิ่มเติม ซึ่งอาจเป็นเกียร์ลดหรือเพิ่มความเร็วรอบมาติดตั้งระหว่างต้นกำลังและปั๊ม สำหรับปั๊มขนาดใหญ่ที่ต้องใช้ความเร็วรอบต่ำ การใช้เกียร์ลดความเร็วร่วมกับมอเตอร์ความเร็วปกติจะประหยัดกว่ามอเตอร์ความเร็วรอบต่ำ เกียร์ลดความเร็วรอบที่ใช้กับปั๊มแสดงไว้ในตารางที่ 4.9

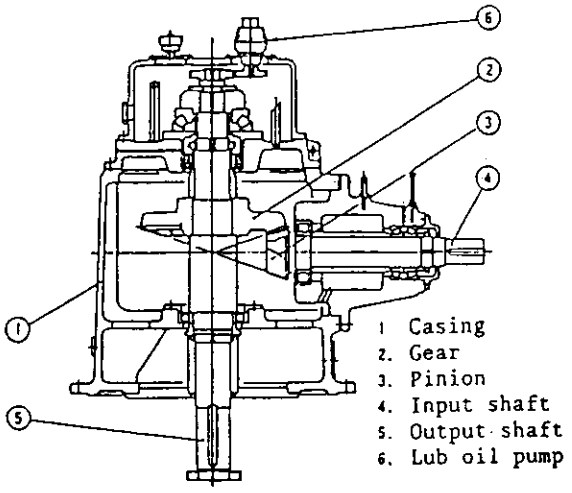
ตัวอย่างของเกียร์ลดความเร็วรอบแบบ Planetary และ Bevel แสดงไว้ในรูปที่ 4.12 และ 4.13 ตัวอย่างการใช้เกียร์ลดความเร็วรอบกับเครื่องยนต์แสดงไว้ในรูปที่ 4.14

ตารางที่ 4.9 เกียร์ลดความเร็วรอบที่ใช้กับปั๊ม

เกียร์ลดความเร็วรอบ	อัตราส่วน	หมายเหตุ
เกียร์ตัวหนอน (Helical Gear)	1 ~ 6	แกนของเพลาต่อเข้าและออกจากเกียร์ขนานกัน ส่วนประกอบง่ายและราคาไม่แพง
Planetary Gear	1 ~ 12	แกนของเพลาต่อเข้าและออกอยู่ในแนวแกนเดียวกัน เหมาะสำหรับการติดตั้งในแนวดิ่ง
เกียร์มุมฉาก (Right-angle Bevel Gear)	1 ~ 6	แกนของเพลาที่ต่อเข้าตั้งฉากกับแกนของเพลาที่ต่อออก ใช้กับปั๊มซึ่งมีเพลาตั้งขับเคลื่อนโดยเครื่องยนต์

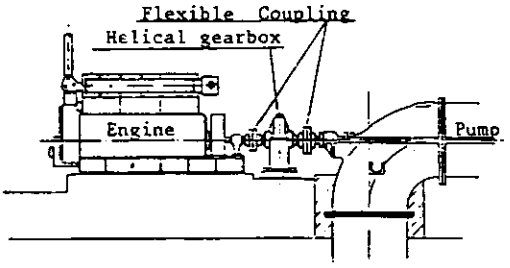


รูปที่ 4.12 เกียร์ลดความเร็วรอบ แบบ Planetary

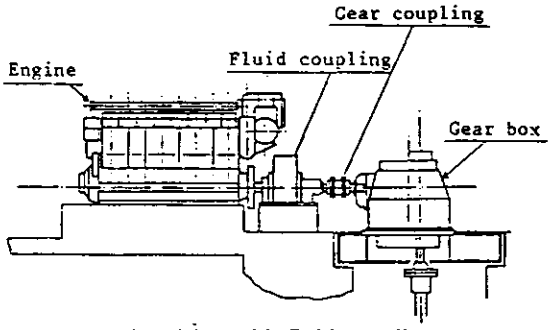


รูปที่ 4.13 เกียร์ลดความเร็วรอบ แบบ Bevel

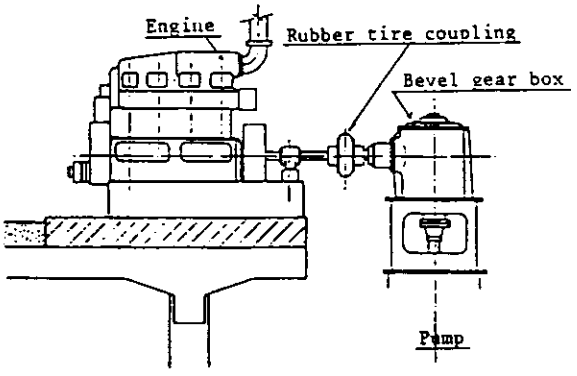
การเลือกใช้ข้อต่อซึ่งจะทำหน้าที่ส่งกำลังงานจากต้นกำลังไปสู่เกียร์ลดความเร็วและปั๊ม จะต้องพิจารณาจากสภาพการติดตั้งและการทำงาน โดยทั่วๆ ไป ข้อต่ออ่อน (Flexible) แบบหน้าจานจะเป็นแบบที่นิยมใช้มากที่สุด นอกจากนี้ยังมีข้อต่อชนิดอื่นๆ อีกมากมายที่ออกแบบให้สามารถรองรับปัญหาที่เกิดจากการต่อต้นกำลังเข้าปั๊ม เป็นต้นว่า แกนของเพลาต้นกำลังกับของปั๊มไม่ได้อยู่ในแนวเส้นตรงเดียวกัน การแอ่นของเพลา แรงบิดของต้นกำลังไม่สม่ำเสมอ เป็นต้น ข้อต่อไฮดรอลิค จะใช้แก้ปัญหาแรงบิดกระชากที่เกิดจากเครื่องยนต์ต้นกำลังขนาดใหญ่ การเลือกข้อต่ออื่นๆ อาจพิจารณาได้จากรูปที่ 4.15



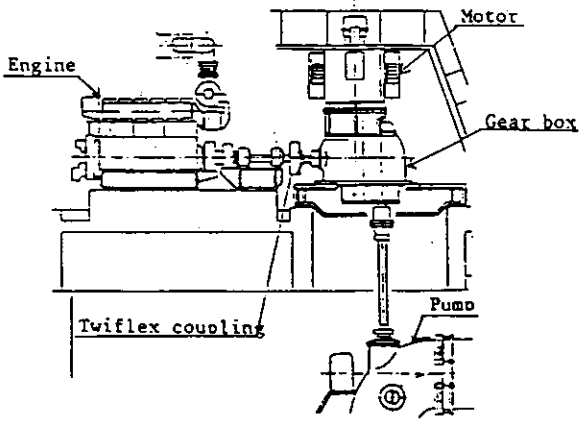
(a) Engine driven horizontal pump



(c) Engine drive with fluid coupling



(b) Engine driven vertical pump



(d) Motor-engine dual drive

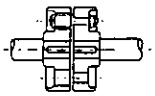
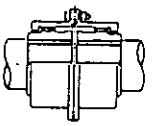
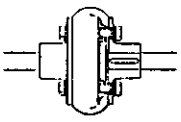
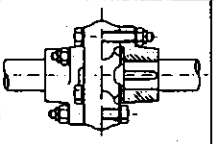
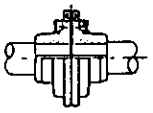
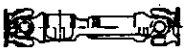
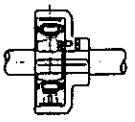
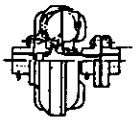
รูปที่ 4.14 การใช้เกียร์ลดความเร็วแบบต่าง ๆ กับเครื่องยนต์ขับเคลื่อนปั๊ม

การใช้สายพานรูปตัววีเพื่อการเปลี่ยนแปลงความเร็วจะให้ข้อได้เปรียบในเรื่องของราคาและกำลังงานที่ใช้ได้สูงมากถึง 150 kW สำหรับสายพานแบนจะใช้กับปั๊มขนาดเล็ก และใช้เพื่อการเปลี่ยนแปลงทิศทางการหมุนของปั๊มถ้าหากมีระยะห่างระหว่างปั๊มและต้นกำลังมากพอในการใช้สายพานทั้งสองแบบ ฐานของต้นกำลังจะต้องสามารถปรับเลื่อนให้สายพานตึงได้ นอกจากนั้น ควรจะมีฝาครอบสายพานเพื่อป้องกันอันตรายที่อาจเกิดขึ้นในขณะที่เดินเครื่อง

4.3 ขั้นตอนในการเลือกปั๊ม

ขั้นตอนต่อไปนี้เป็นขั้นตอนสำหรับหาข้อกำหนด หรือความต้องการทางเทคนิคที่จะนำไปใช้เลือกปั๊มให้สามารถทำงานได้ตามวัตถุประสงค์ ถ้าเป็นงานขนาดเล็ก ข้อมูลเหล่านี้จะมากพอสำหรับเลือกซื้อปั๊มจากแคตตาล็อกของบริษัทผู้ผลิตเลยทีเดียว วิธีการกำหนดรายละเอียดทางเทคนิคของปั๊มมีดังต่อไปนี้

1. อัตราการสูบของปั๊มแต่ละเครื่อง หาจากอัตราการสูบสูงสุดที่ต้องการและจำนวนปั๊ม

ชนิดข้อต่อ	รูปลักษณะ	หน้าที่	ความสามารถในการส่งกำลัง			หมายเหตุ
			kW (hp)/ 500 rpm	kW (hp)/ 1000 rpm	kW (hp)/ 1500 rpm	
Flanged Flexible		ลดปัญหาแกนของเพลาไม่ได้แนว	500 kW (450 hp)	1000 kW (900 hp)	400 kW (400 hp)	เป็นแบบที่ใช้กันทั่วไป
Gear Coupling		ลดปัญหาแกนของเพลาไม่ได้แนว	6000 kW (6000 hp)	5000 kW (5000 hp)	2000 kW (-)	มีขนาดเล็กสำหรับส่งกำลังงานขนาดใหญ่
Ruber Tire Coupling		ลดการกระชากเนื่องจากความเร็วแปรปรวน	200 kW (230 hp)	400 kW (470 hp)	170 kW (200 hp)	มีความยืดหยุ่นสูง มีแรงรุนตามแนวแกนของเพลาที่เกิดจากแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลาง
CG Coupling		ลดการกระชากเนื่องจากความเร็วแปรปรวน	150 kW (130 hp)	300 kW (250 hp)	- (-)	เหมาะสำหรับต้นกำลังที่เป็นเครื่องยนต์
SF Coupling		ลดการกระชากเนื่องจากความเร็วแปรปรวน	2000 kW (1000 hp)	2500 kW (1500 hp)	2500 kW (1500 hp)	เหมาะสำหรับการส่งกำลังขนาดใหญ่
Universal Joint		รองรับการแอ่นตัวของเพลา	750 kW (600 hp)	1200 kW (1000hp)	- (-)	สามารถรองรับการแอ่นตัวของเพลาในแนวแกนและทางด้านข้าง
Twiflex		ป้องกันการหมุนกลับทาง	1500 kW (1600 hp)	1800 kW (2000 hp)	1100 kW (1200 hp)	ส่งกำลังโดยอาศัยคลัตช์แบบหนีศูนย์
Fluid Coupling		ป้องกันสั่นสะเทือนจากแรงบิด	5500 kW (4500 hp)	1500 kW (2000 hp)	450kW (600 hp)	ใช้สำหรับต้นกำลังที่เป็นเครื่องยนต์ขนาดใหญ่

หมายเหตุ: ตัวเลขบรรทัดบนใช้กับต้นกำลังที่เป็นมอเตอร์ และตัวเลขในวงเล็บใช้กับต้นกำลังที่เป็นเครื่องยนต์

รูปที่ 4.15 ข้อต่อเพื่อส่งกำลังงานจากต้นกำลังไปสู่ปั๊ม

ที่ต้องการใช้ บางครั้งการเลือกใช้ปั๊มหลายขนาดจะมีข้อได้เปรียบในเรื่องของการสูบให้ได้อัตราที่สอดคล้องกับความต้องการที่แปรเปลี่ยนไป

2. จากอัตราการสูบที่เลือกไว้ กำหนดขนาดของหน้าจานทางจ่ายโดยใช้ตารางที่ 1.3

3. หาค่าเฮดสถิตย์ หรือความต่างระดับของผิวน้ำทางด้านท่อดูดและท่อจ่ายโดยถือระดับที่จะเกิดขึ้นเป็นประจำเป็นเกณฑ์ และจะต้องคำนึงถึงการลดระดับผิวน้ำทางด้านดูด หรือเพิ่มระดับผิวน้ำทางด้านจ่ายในขณะที่ปั๊มกำลังทำงานด้วย

4. คำนวณหาเฮดรวมของปั๊มโดยการรวมเฮดสถิตย์ที่หาได้ในข้อ 3 เข้ากับเฮดความฝืดซึ่งขึ้นอยู่กับขนาดและความยาวของท่อและจำนวนอุปกรณ์ที่ใช้

5. เลือกประเภทของปั๊ม (Radial Flow, Mixed Flow หรือ Axial Flow) โดยใช้เฮดรวมพิจารณาร่วมกับตารางที่ 4.1 และภาคผนวกที่ 2 ในขั้นตอนนี้ให้เลือกกำหนดทิศทางของเพลาให้เหมาะสมกับรูปแบบของสถานีที่จะเลือกใช้

6. หาความเร็วรอบของปั๊มอย่างคร่าวๆ โดยการกำหนดค่าความเร็วจำเพาะแล้วคำนวณโดยใช้สมการที่ (4.1) ปรับความเร็วรอบให้ตรงกับความเร็วมาตรฐานของต้นกำลังถ้าความเร็วที่ได้ใกล้เคียงกัน เพื่อที่จะได้ใช้วิธีต่อตรงได้โดยไม่ต้องผ่านเกียร์ลดหรือเพิ่มความเร็วรอบ

7. ใช้ค่าความเร็วรอบที่เลือกตรวจสอบหาความต้องการทางด้านท่อดูดโดยใช้รูปที่ 4.1 หรือสมการที่ (1.22) และ (1.24) ค่า $NPSH_a$ จะต้องสูงกว่า $NPSH_r$ มากพอสมควรตลอดช่วงการทำงานของปั๊มที่คาดว่าจะเกิดขึ้นได้

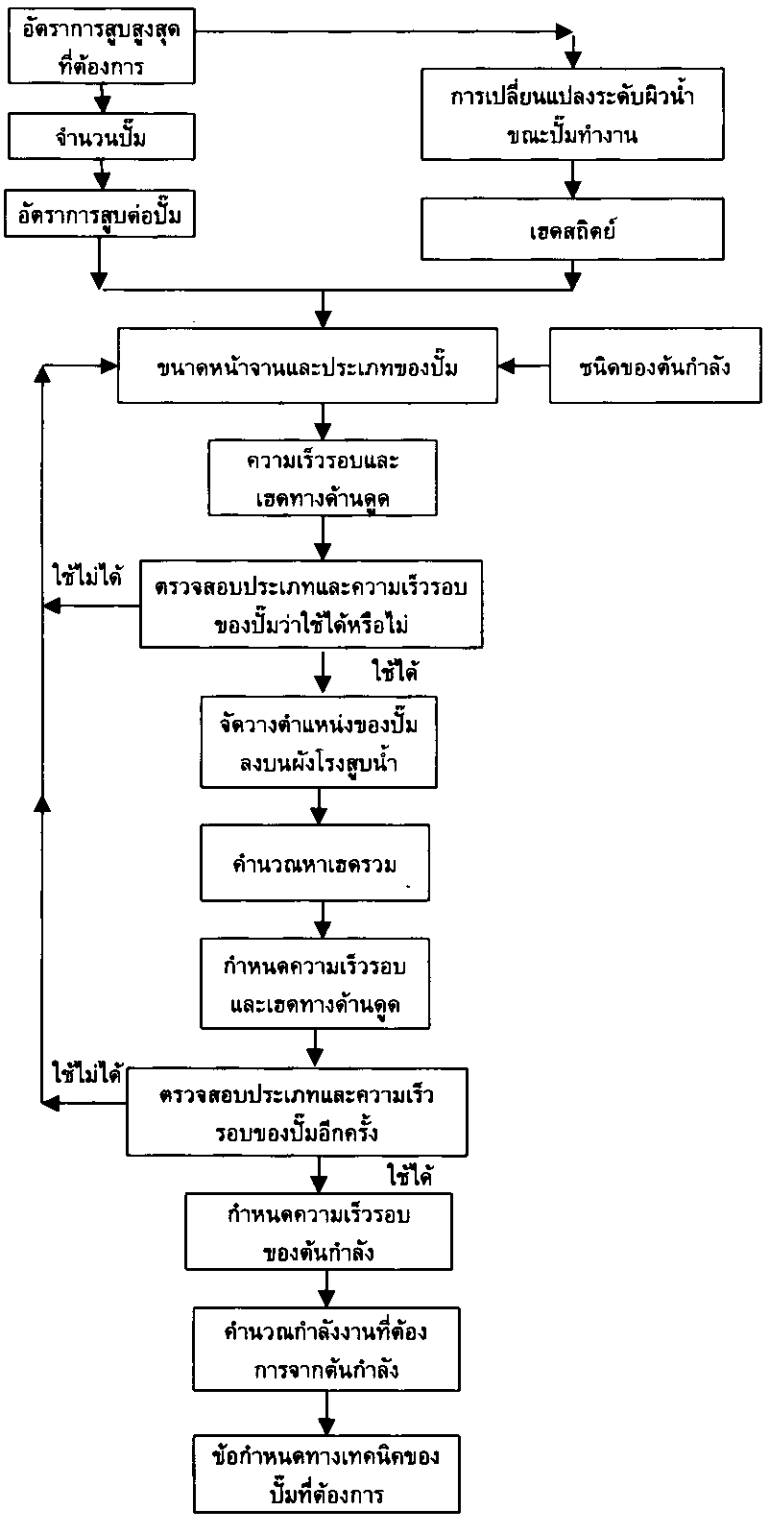
8. กำหนดแนวท่อและอุปกรณ์เพื่อนำมาคำนวณเฮดความฝืด วิธีการคำนวณดังกล่าวได้ให้ไว้ในภาคผนวกที่ 1

9. เมื่อได้ค่าเฮดรวมที่แท้จริงแล้วก็ให้ตรวจสอบประเภทของปั๊มและขนาดหน้าจานที่เลือกไว้ รวมทั้งความต้องการทางด้านท่อดูดอีกครั้ง

10. หากำลังงานที่ต้องการสำหรับต้นกำลังที่เลือกใช้โดยใช้สมการที่ (4.3) เลือกสมมุติค่าประสิทธิภาพของปั๊ม และประสิทธิภาพการส่งกำลังงานที่เหมาะสม

ขั้นตอนทั้ง 10 หัวข้อที่กล่าวข้างต้นได้สรุปไว้ในรูปที่ 4.16 โดยได้บอกหัวข้อของเอกสารนี้ที่แต่ละขั้นตอนอ้างอิงถึงเอาไว้ด้วย

โดยการปฏิบัติตามขั้นตอนทั้ง 10 ข้อ ผู้ออกแบบจะได้ข้อกำหนดทางเทคนิคของปั๊มซึ่งประกอบด้วย ชนิด ขนาดหน้าจาน อัตราการสูบ เฮดรวม ความเร็วรอบ และขนาดของต้นกำลังที่ต้องการ ส่วนการวางผังเพื่อติดตั้งและการออกแบบอาคารสถานี จำเป็นจะต้องใช้ข้อมูลมิติและน้ำหนักของปั๊มมาประกอบ



หัวข้อของเอกสารนี้

หัวข้อที่ 3.1

หัวข้อที่ 3.2

หัวข้อที่ 1.3

หัวข้อที่ 4.1

หัวข้อที่ 4.2

หัวข้อที่ 4.1

หัวข้อที่ 5.1

หัวข้อที่ 5.2

หัวข้อที่ 5.3

หัวข้อที่ 3.2

หัวข้อที่ 4.1

หัวข้อที่ 4.1

หัวข้อที่ 4.2

รูปที่ 4.16 ขั้นตอนในการหาข้อกำหนดทางเทคนิคของปั๊ม

4.4 วาล์วและท่อ

เพื่อให้ระบบทำงานได้ตามวัตถุประสงค์ ปั๊มเป็นจะต้องติดตั้งร่วมกับวาล์วและท่อ

(1) วาล์ว

วาล์วซึ่งติดตั้งในระบบสูบน้ำอาจจะแบ่งแยกตามลักษณะหน้าที่ได้ดังนี้

- ทำหน้าที่แยกตัวปั๊มออกจากท่อหรือภาชนะทางด้านดูดหรือด้านจ่ายในขณะที่ปั๊มนั้นไม่ได้ทำงาน วาล์วดังกล่าวนี้มีไว้เพื่อถอดปั๊มออกซ่อมหรือบำรุงรักษา
- ทำหน้าที่ป้องกันการไหลย้อนกลับเมื่อปั๊มหยุดทำงาน
- ทำหน้าที่ควบคุมหรือปรับอัตราการไหลให้สอดคล้องกับอัตราที่ต้องการ วาล์วประเภทนี้จะปิดเมื่อสตาร์ตหรือหยุดทำงาน

หน้าที่และการนำไปใช้งานสำหรับวาล์วประเภทต่างๆ จะดูได้จากตารางที่ 4.10

ในการใช้วาล์วเพื่อควบคุมอัตราการไหล จะต้องตรวจสอบค่าสัมประสิทธิ์ของคาวิเตชั่น (Cavitation Coefficient) ซึ่งให้ไว้ในสมการที่ (4.5) ทั้งนี้เพื่อหลีกเลี่ยงปัญหาเลวร้ายจากการเกิดคาวิเตชั่นในขณะที่ลดช่องเปิดของวาล์วลง

$$K = \frac{10 + H_{vd}}{h_v} \qquad \text{.....(4.5)}$$

โดย K = *สัมประสิทธิ์ของคาวิเตชั่น*

H_{vd} = *เฮดความดันด้านท้ายน้ำของวาล์ว*

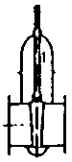
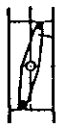
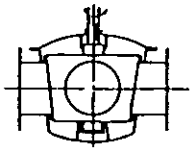
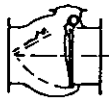
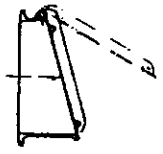
h_v = *ความสูญเสียเฮดขณะของเหลวไหลผ่านวาล์ว ซึ่งจะมีค่าเท่ากับความแตกต่างของเฮดระหว่างด้านหน้าและด้านหลังของวาล์ว*

โดยทั่วๆ ไป K จะต้องมีค่าไม่น้อยกว่า 3 ในกรณีที่เป็นวาล์วปีกผีเสื้อ (Butterfly Value) และอาจลดลงมาเหลือ 1.5 ได้ถ้าเป็นวาล์วที่มีตัวบานปิด-เปิดเป็นทรงตัน เช่นเป็นทรงกรวย (Cone Valve) หรือทรงกลม (Ball Valve) ค่า h_v ซึ่งเป็นการสูญเสียเฮดขณะของเหลวไหลผ่านวาล์วสามารถหาได้จากความแตกต่างของเฮดความดันที่หน้าและหลังวาล์ว ในกรณีที่อัตราการจ่ายของปั๊ม (Q) ถูกควบคุมโดยวาล์วซึ่งติดตั้งอยู่กับตัวปั๊มทางด้านจ่าย ค่า h_v อาจจะหาได้จากความแตกต่างของกราฟเฮดของระบบที่จุดซึ่งมีค่าอัตราการไหลเท่ากัน ดังแสดงไว้ในรูปที่ 3.7

(2) ท่อประธาน

ในงานที่ต้องใช้ปั๊ม ท่อและวาล์วเป็นอุปกรณ์ที่ถือได้ว่าเป็นส่วนหนึ่งของระบบ การพิจารณาเลือกใช้ท่อ จำเป็นต้องคำนึงถึงความดันที่ท่อนั้นจะต้องรองรับและคุณสมบัติของของเหลวที่จะไหลผ่าน ในงานสูบน้ำโดยทั่วๆ ไป ถ้าแนวท่อต้องอยู่เหนือระดับผิวดิน ท่อที่ใช้อาจจะ

ตารางที่ 4.10 ประเภทของวาล์วและการใช้งาน

ประเภท	วัตถุประสงค์/การทำงาน	ความเหมาะสมในการใช้งาน
วาล์วบานเลื่อน (Sluice Value) 	* แยกปั๊มออกจากระบบ * เปิด-ปิดด้วยมือหรือมอเตอร์ไฟฟ้า * การเสียเฮดน้อยมากเมื่อเปิดบานเต็มที่	* ใช้แยกปั๊มออกจากระบบท่อซึ่งมีความดันอยู่ * ใช้ปิดการจ่ายเมื่อเปิดให้ปั๊มทำงานและปิดก่อนหยุดเดินเครื่อง
วาล์วปีกผีเสื้อ (Butterfly Value) 	* ใช้ปิดเพื่อแยกปั๊มออกจากระบบท่อซึ่งมีความดันและใช้ควบคุมอัตราการไหล * เปิด-ปิดด้วยมือหรือมอเตอร์ไฟฟ้า * การเสียเฮดสูงกว่าวาล์วแบบบานเลื่อนเมื่อเปิดเต็มที่	* เหมาะสำหรับควบคุมอัตราการไหลเมื่อเปิดและปิดปั๊ม * ใช้แยกปั๊มออกจากระบบท่อ
วาล์วทรงกรวย (Rotary Cone Valve) 	* แยกปั๊มออกจากระบบและควบคุมอัตราการไหล * เปิด-ปิดด้วยระบบไฮดรอลิคหรือไฟฟ้า * ไม่มีการเสียเฮดเมื่อเปิดเต็มที่	* เหมาะสำหรับกรณีที่เฮดของปั๊มมีค่าสูง * ป้องกันการไหลย้อนกลับได้ถ้าทำงานด้วยระบบไฮดรอลิค
เชควาล์ว (Check Valve) 	* ป้องกันการไหลย้อนกลับ * ทำงานด้วยตนเองเมื่อความเร็วในท่อต่ำมาก * มีการเสียเฮดเมื่อของเหลวไหลผ่าน * มีทั้งแบบปิดฉับพลันและปิดช้า	* ใช้ติดตั้งทางด้านจ่ายระหว่างปั๊มและวาล์วซึ่งแยกปั๊มออกจากระบบ
วาล์วบานกระดก (Flap Valve) 	* ป้องกันการไหลย้อนกลับ * ทำงานด้วยตนเองเมื่อความเร็วในท่อต่ำมาก * การปิดบานไม่สนิท มีการรั่วบ้าง	* ใช้ติดตั้งปลายท่อจ่ายขนาดใหญ่ซึ่งมีเฮดต่ำ * ความเร็วของการไหลในท่อประมาณ 1.5 ม./วินาที
ฟุตวาล์ว (Foot Valve)	* ป้องกันการไหลย้อนกลับที่ปลายท่อดูด * ทำงานด้วยตนเองเมื่อความเร็วต่ำ * อาจติดตั้งมาพร้อมกับตะแกรงกันขยะ	* ติดตั้งที่ปลายท่อดูดเพื่อเก็บรักษาน้ำให้อยู่ในท่อหลังปิดปั๊ม * ใช้กับปั๊มขนาดเล็ก

เป็นท่อเหล็กกล้า (Steel Pipe) เคลือบด้วยสารกันสนิม แต่ถ้าฝังอยู่ใต้ดินก็อาจใช้ท่อเหล็กหล่อ สำหรับท่อพีวีซี (Polyvinyl Chloride) ส่วนใหญ่ใช้กับงานที่ต้องการขนาดท่อไม่เกิน 50 มม.

การเลือกระดับชั้นและความหนาของท่อจะพิจารณาจากความดันภายใน และการโก่งตัวของท่ออันเนื่องมาจากแรงกดดันหลังท่อ ตลอดจนน้ำหนักของของเหลวและน้ำหนักของตัวท่อเอง ถ้าต้องการฝังท่อไว้ใต้ดิน จะต้องตรวจสอบด้วยว่าผนังท่อหนาพอที่จะรองรับแรงกดดันต่างๆ ที่กล่าวได้ การเลือกระดับชั้นของท่อที่มีจำหน่ายในท้องตลาดมาใช้งาน จะต้องนำข้อมูลทางเทคนิคของท่อนั้นๆ มาประกอบการพิจารณาเสมอ

ความหนาของผนังท่อตรงที่ต้องรับความดันภายในที่กำหนด สามารถคำนวณได้จากสมการ

$$t = \frac{p \cdot d}{2\sigma} + c \qquad \text{.....(4.6)}$$

โดย t = *ความหนาของผนังท่อ* (mm)

p = *แรงดันภายในท่อสูงสุดที่ออกแบบให้ท่อรับได้* (MPa)

d = *เส้นผ่าศูนย์กลางภายในของท่อ* (mm)

σ = *ความเค้นที่ยอมให้* (MPa)

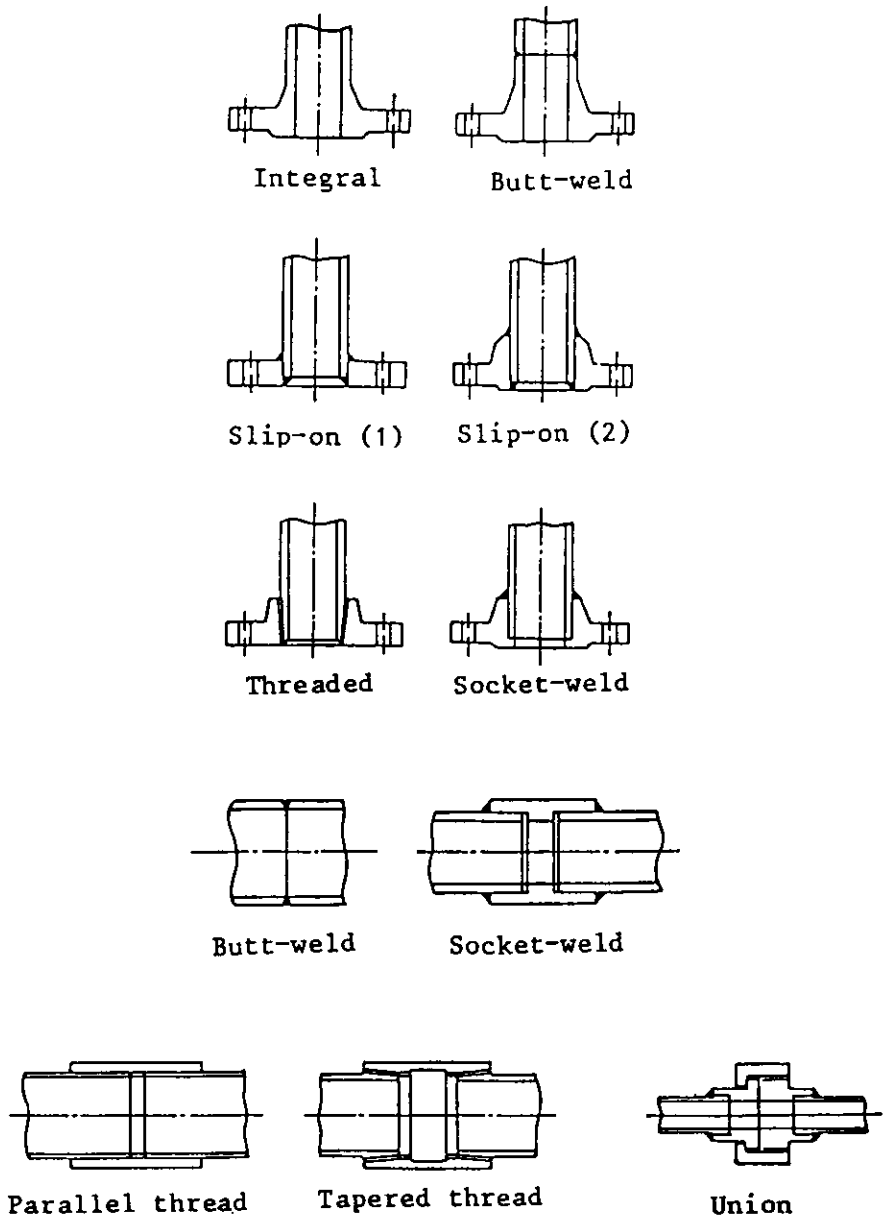
c = *ค่าเผื่อไว้สำหรับอายุการใช้งานยาวนาน (ประมาณ 1 ถึง 3 มม.)*

การเลือกวิธีการต่อท่อจะขึ้นอยู่กับขนาดและสภาพการติดตั้ง วิธีการต่อท่อแบบต่างๆ แสดงไว้ในรูปที่ 4.17 การต่อแบบหน้าจานโดยมีแผ่นปะเก็นกันรั่วเป็นแบบที่ใช้กันทั่วๆ ไป สำหรับท่อขนาดกลางและขนาดใหญ่ การต่อด้วยเกลียวจะใช้กับท่อขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางไม่เกิน 100 มม.

ในกรณีที่แนวท่อมีการทรุดตัวไม่เท่ากัน ข้อต่อที่ใช้ในบริเวณที่คาดว่าจะมีปัญหาดังกล่าวจะต้องเป็นแบบที่ยอมให้มีการโก่งงอได้โดยไม่รั่ว นอกจากนั้นยังต้องคำนึงถึงการยืดหดตัวอันเนื่องมาจากการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิด้วย ในสถานการณ์เช่นที่กล่าวนี้ จะต้องมีมาตรการที่เหมาะสมที่จะรองรับแรงดันตามแนวยาวของท่อด้วย

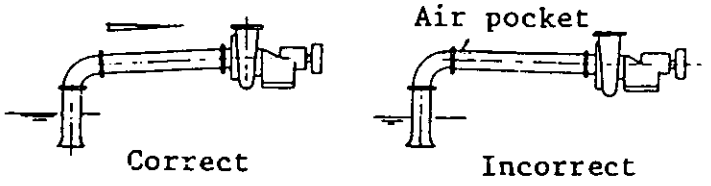
(3) ท่อดูด (Suction Piping)

การที่จะให้ปั๊มทำงานได้อย่างเต็มประสิทธิภาพจะต้องติดตั้งท่อดูดให้ถูกต้อง การสูญเสียเฮดในท่อดูดควรจะมีน้อยที่สุด ไม่ควรติดตั้งวาล์วทางท่อดูด ยกเว้นเฉพาะในกรณีที่ระดับของของเหลวอยู่สูงกว่าปั๊มเท่านั้น และในขณะที่ปั๊มทำงานวาล์วดังกล่าวจะต้องเปิดจนสุด เมื่อปั๊มติดตั้งอยู่เหนือระดับของเหลว ข้อต่อตลอดความยาวของท่อดูดทุกจุดจะต้องแน่นสนิท อากาศผ่านไม่ได้ การติดตั้งท่อดูดควรปฏิบัติตามคำแนะนำต่อไปนี้

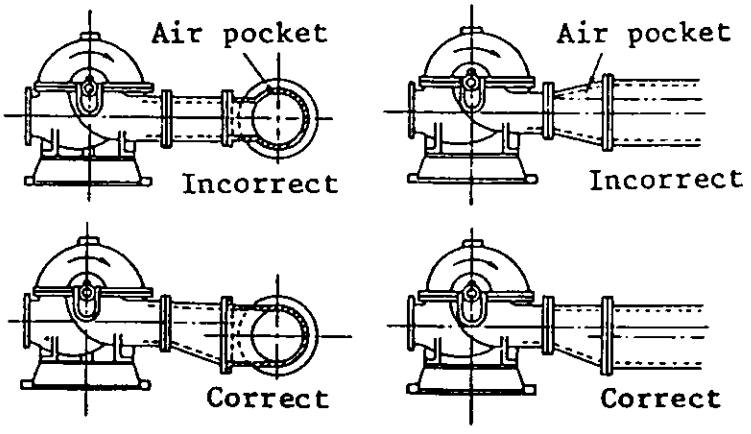


รูปที่ 4.17 ข้อต่อท่อ

- ถ้าท่อดูดมีความยาว จะต้องจัดให้ท่อลาดขึ้นไปหาตัวปั๊มเพื่อป้องกันการสะสมฟองอากาศในท่อ (รูปที่ 4 .18)
- ถ้าท่อดูดมีขนาดใหญ่กว่าหน้าจานของปั๊ม การใช้ข้อลดต่อท่อเข้ากับปั๊มจะต้องใช้ข้อลดแบบคางหมู (Eccentric Reducer) ดังรูปที่ 4.19



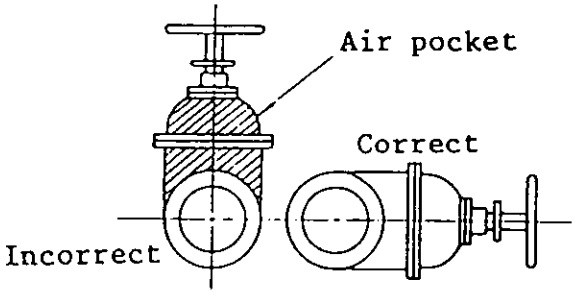
รูปที่ 4.18 การติดตั้งท่อดูด



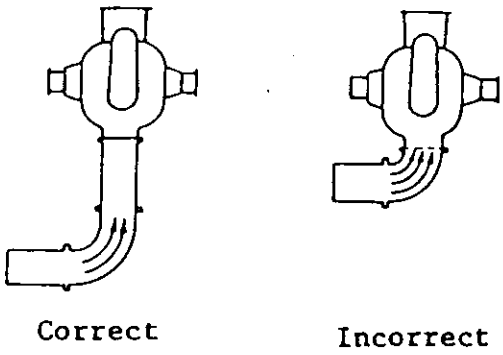
รูปที่ 4.19 การใช้ข้อลดแบบคางหมู (Eccentric Reducer)

- ถ้ามีการติดตั้งวาล์วบานเลื่อน (Sluice Valve) ควรจะติดตั้งวาล์วให้อยู่ในแนวนอน เพราะจะช่วยป้องกันการสะสมของฟองอากาศได้ดีกว่า (รูปที่ 4.20)

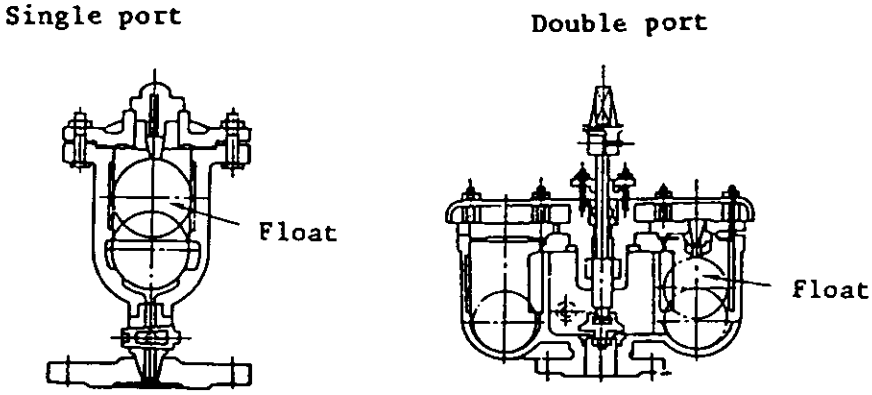
การไหลของของเหลวเข้าสู่ใบพัดของปั๊มควรจะเป็นการไหลที่สม่ำเสมอ ดังนั้นจึงไม่ควรติดตั้งข้องอโดยตรงกับหน้าจานของปั๊ม ความยาวของท่อดูดระหว่างข้องอกับหน้าจานของปั๊มจะต้องไม่น้อยกว่า 3 เท่าของขนาดหน้าจาน ดังรูปที่ 4.21



รูปที่ 4.20 การติดตั้งวาล์วแบบบานเลื่อนด้านท่อดูด



รูปที่ 4.21 การติดตั้งข้องอกับท่อดูดของปั๊ม



รูปที่ 4.22 วาล์วระบายอากาศ

(4) ท่อจ่าย (Discharge Piping)

ท่อจ่ายจะต้องมีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางที่เหมาะสมเพื่อไม่ให้เกิดการเสียเฮดมากจนเกินไป เมื่อขนาดหน้าจานด้านจ่ายของปั๊มไม่เท่ากับขนาดท่อ การต่อจะใช้ข้อลดทรงกรวย (Concentric Reducer)

เนื่องจากอากาศที่ติดมากับน้ำจะมาสะสมอยู่ในบริเวณที่ท่อโค้งงอขึ้น โพรงอากาศดังกล่าวจะเป็นสิ่งกีดขวางการไหลในท่อ ดังนั้นถ้าความดันในท่อไม่ต่ำกว่าศูนย์ ควรติดตั้งวาล์วระบายอากาศในบริเวณดังกล่าว ลักษณะของวาล์วระบายอากาศ (Air Release Valve) แสดงไว้ในรูปที่ 4.22

ในการติดตั้งท่อดูดโดยทั่วๆ ไป ปลายท่อดูดจะจุ่มอยู่ใต้ระดับผิวน้ำหรือของเหลวโดยตรง แต่ถ้าท่อดูดต่อจากปลายอีกด้านของท่อไซฟอน (Siphon) หรือกาลักน้ำ ระยะจากผิวน้ำถึงจุดสูงสุดของท่อไซฟอน จะต้องไม่มากกว่าระยะดูดยกสูงสุดที่ปั๊มจะทำงานโดยให้อัตราการไหลมากพอที่จะเกิดกาลักน้ำเมื่อปั๊มเริ่มทำงาน

(5) การพิจารณาเรื่องการกระทุ้งของน้ำ (Water Hammer)

ลักษณะที่เรียกว่าการกระทุ้งของน้ำ (Water Hammer) เกิดขึ้นเมื่อความเร็วในการไหลของของเหลวในท่อมีการเปลี่ยนแปลงอย่างฉับพลัน ซึ่งเป็นผลให้เกิดคลื่นการเปลี่ยนแปลงความดันภายในท่ออย่างรุนแรง ในระบบสูบน้ำ การกระทุ้งของน้ำจะเกิดขึ้นเมื่อ (1) เปิดและปิดปั๊ม (2) เปิดและปิดวาล์ว และ (3) มีการเปลี่ยนแปลงความเร็วรอบของปั๊ม ในบรรดาสาเหตุทั้งหมดที่กล่าว การกระทุ้งที่พบบ่อยๆ จะเกิดขึ้นเมื่อมีการปิดปั๊มอย่างกะทันหันอันเนื่องมาจากกระแสไฟฟ้าขัดข้อง

เพื่อที่จะป้องกันความเสียหายแก่ระบบท่อโดยมีสาเหตุมาจากแรงกระทุ้งของน้ำ ควรจะได้มีการวิเคราะห์หาระดับความรุนแรงของแรงนี้แล้วหามาตรการป้องกัน การวิเคราะห์หาแรงกระทุ้งของน้ำควรจะทำเมื่อลักษณะของระบบหรือสภาวะการทำงานเข้าข่ายดังต่อไปนี้

- เฮดสถิตย์มากกว่า 10 เมตร และความยาวของท่อมากกว่า 20 เท่าของเฮดสถิตย์
- ระดับตามความยาวของท่อจ่ายอยู่สูงกว่าระดับแนวเส้นตรงซึ่งเชื่อมต่อระหว่างปั๊มกับปลายท่อจ่ายมาก
- มีการเปิด-ปิดวาล์วอย่างฉับพลัน
- เปิดปั๊มในขณะที่ช่วงความยาวของท่อจากตัวปั๊มถึงวาล์วทางด้านจ่ายไม่มีน้ำอยู่ หรือมีความดันต่ำกว่าความดันของบรรยากาศ

รายละเอียดในเรื่องของการกระทุ้งของน้ำและการป้องกันได้ให้ไว้ในภาคผนวกที่ 4

4.5 การพิจารณาเลือกวัสดุ

การเลือกกำหนดวัสดุที่เป็นส่วนประกอบปั๊มจะพิจารณาจากความแข็งแรงที่ต้องการ ความทนทานต่อการกัดกร่อนหรือสึกหรออันเนื่องมาจากคุณสมบัติของของเหลวที่จะต้องสูบ และหน้าที่และขนาดของชิ้นส่วนที่ประกอบเป็นตัวปั๊มนั้น ชิ้นส่วนที่สำคัญ เช่น ใบพัดและเรือนปั๊มมักจะได้มาจากการหล่อโลหะเนื่องจากจำเป็นต้องให้ช่องทางที่ของเหลวไหลผ่านมีรูปทรงเฉพาะตามที่ออกแบบไว้

ตารางที่ 4.11 4.12 และ 4.13 จะบอกชนิดของโลหะที่ใช้ทำชิ้นส่วนของปั๊มเมื่อต้องใช้ปั๊มกับของเหลวชนิดต่างๆ สำหรับน้ำยังแบ่งแยกออกเป็น

ก. น้ำสะอาดซึ่งรวมถึงน้ำอุปโภคบริโภค น้ำจากแม่น้ำ และน้ำฝน
ข. น้ำทิ้ง น้ำโสโครก หรือน้ำเสียจากการปนเปื้อน
ค. น้ำทะเลและน้ำกร่อย

(1) ใบพัด (Impeller)

ความแข็งแรงของใบพัดจะตรวจสอบจากความเค้น (Stress) อันเกิดจากแรงเหวี่ยงซึ่งขึ้นกับความเร็วรอบ วัสดุที่ใช้ทำใบพัดส่วนใหญ่จะเป็นทองเหลืองเนื่องจากมีคุณสมบัติที่ง่ายต่อการ

ตารางที่ 4.11 โลหะที่ใช้ทำใบพัด

โลหะที่นำมาหล่อ	JIS Code	ความเร็วสูงสุดที่ขอบนอกใบพัด	คุณสมบัติ	ของเหลว
เหล็กสีเทา (Gray Iron)	FC250	35 m/s	ใช้กับงานที่เฮดต่ำ	น้ำสะอาด
เหล็กเหนียว (Ductile Iron)	FCD400	45 m/s	รับแรงได้สูง ทนทานต่อการสึกหรอ	น้ำสะอาด
เหล็กโครเมี่ยมสูง (High Cr Iron)		35 m/s	ทนทานต่อการสึกหรอ ทนทานต่อการกัดกร่อน	น้ำสะอาด น้ำปนทรายและตะกอนทราย
เหล็กคาร์บอน (Carbon Steel)	SC450	65 m/s	รับแรงได้สูง ทนทานต่อแรงกระแทก	น้ำสะอาด น้ำทิ้งจากฝน
ทองเหลือง (Bronze)	BC2	45 m/s	ทนทานต่อการกัดกร่อน	น้ำสะอาด
ทองเหลืองผสม-ฟอสฟอรัส (Phosphorous Bronze)	PBC	45 m/s	ทนทานต่อการกัดกร่อน ทนทานต่อการสึกหรอ	น้ำสะอาด น้ำทิ้ง/น้ำโสโครก
เหล็กไร้สนิม (Stainless Steel)	SCS1	70 m/s	ทนทานต่อการกัดกร่อน ทนทานต่อการสึกหรอ	น้ำสะอาด น้ำทิ้ง/น้ำโสโครก
เหล็กไร้สนิม (Stainless Steel)	SCS13	65 m/s	ทนทานต่อการกัดกร่อน ทนทานต่อการสึกหรอ	น้ำสะอาด น้ำทิ้ง/น้ำโสโครก น้ำทะเล
เหล็กไร้สนิม (Stainless Steel)	SCS14	65 m/s	ทนทานต่อการกัดกร่อน ทนทานต่อการสึกหรอ	น้ำทะเล

หล่อและไม่เป็นสนิม

(2) เรือนปั๊ม (Casing)

เนื่องจากเรือนปั๊มเป็นชิ้นส่วนที่ต้องรับแรงดันภายในสูง จึงจำเป็นต้องตรวจสอบระดับความดันที่คาดว่าจะเกิดขึ้น โดยทั่วๆ ไปตัวเรือนมักจะหล่อจากเหล็กสีเทา (Gray Iron) แต่ถ้าเป็นปั๊ม

ตารางที่ 4.12 โลหะที่ใช้ทำเรือนปั๊ม

[illegible]	JIS Code	[illegible]	[illegible]
เหล็กสีเทา (Gray Iron)	FC50	ใช้กับงานทั่วๆ ไป และงานน้ำทิ้ง	น้ำสะอาด
เหล็กเหนียว (Ductile Iron)	FCD400	รับแรงได้สูง ทนทานต่อการสึกหรอ	น้ำสะอาด น้ำทิ้ง/น้ำโสโครก
เหล็กคาร์บอน (Carbon Steel)	SC450	รับแรงได้สูง ทนทานต่อแรงกระแทก	น้ำสะอาด น้ำทิ้งจากฝน
เหล็กไร้สนิม (Stainless Steel)	SCS13	ทนทานต่อการกัดกร่อน	น้ำทิ้ง/น้ำโสโครก
เหล็กไร้สนิม (Stainless Steel)	SCS14	ทนทานต่อการกัดกร่อน	น้ำทะเล
เหล็กแผ่นคาร์บอน (Carbon Steel Plate)	SS400	ประกอบเป็นตัวเรือนปั๊ม โดยการเชื่อม	น้ำสะอาด (ปั๊มขนาดใหญ่)

ตารางที่ 4.13 โลหะที่ใช้ทำเพลาปั๊ม

[illegible]	JIS Code	[illegible]	[illegible]
เหล็กคาร์บอน (Carbon Steel)	S35C	ใช้กับงานทั่วๆ ไป	น้ำสะอาด
เหล็กไร้สนิม (Stainless Steel)	SUS403 SUS420J1	รับแรงได้สูง ทนทานต่อการกัดกร่อน	น้ำสะอาด น้ำทิ้ง/น้ำโสโครก
เหล็กไร้สนิม (Stainless Steel)	SUS304	ทนทานต่อการกัดกร่อน	น้ำทิ้ง/น้ำโสโครก
เหล็กไร้สนิม (Stainless Steel)	SU316	ทนทานต่อการกัดกร่อน	น้ำทะเล

ที่ต้องรับแรงดันสูงมากและเป็นปั๊มขนาดใหญ่ วัสดุที่ใช้ควรจะเป็นโลหะแรงสูง

(3) เพลา (Shaft)

เพลาเป็นชิ้นส่วนที่ใช้ส่งกำลังงานจากต้นกำลังมาสู่ใบพัด ซึ่งจะต้องรองรับแรงขับดันของเหลวออกจากใบพัดและน้ำหนักของชิ้นส่วนที่หมุนซึ่งติดตั้งอยู่บนตัวเพลา วัสดุที่นิยมใช้ทำเพลาเป็นเหล็กกล้าคาร์บอน (Carbon Steel) แต่ถ้าเป็นเพลาของปั๊มแบบเพลาตั้งมักจะทำด้วยเหล็กไร้สนิม (Stainless Steel) สำหรับชิ้นส่วนซึ่งมีการเสียดสีกันเช่นที่บริเวณประเก็นกันรั่ว (Gland) และรองลื่น (Bearing) การป้องกันการสึกหรอของเพลามักจะทำโดยใช้ปลอกทองเหลืองหรือเหล็กไร้สนิมสวมไว้

สำหรับปั๊มที่จะใช้กับของเหลวที่ไม่ใช่น้ำ การเลือกใช้วัสดุที่จะต้องสัมผัสกับของเหลวจำเป็นจะต้องมีการพิจารณาอย่างรอบคอบว่ามันจะทนทานต่อการกัดกร่อนและสึกหรอได้หรือไม่ ทั้งนี้จะต้องคำนึงถึงความเป็นกรด ด่าง (pH) อุณหภูมิ ปริมาณของของแข็งที่ติดมาซึ่งมีผลให้เกิดการสึกหรออันเนื่องมาจากการเสียดสีกับโลหะ เป็นต้น

วัสดุที่ใช้สำหรับชิ้นส่วนอื่น เช่น รองลื่น (Bearing) อุปกรณ์กันรั่ว (Sealing Parts) ข้อต่อระหว่างปั๊มกับต้นกำลัง และแท่นเครื่อง จะเลือกใช้วัสดุโดยพิจารณาถึงความประหยัดและอายุการใช้งานที่สอดคล้องกับวัสดุของตัวปั๊มและวัตถุประสงค์ใช้งานของปั๊มนั้น

ก. รองลื่น โดยทั่วๆ ไปจะใช้จาระบีหรือน้ำมันหล่อลื่นช่วยลดความฝืดในการหมุน สำหรับปั๊มที่ใช้กับงานหนัก รองลื่นอาจจะเป็นโลหะขาว (White Metal Bearing) ในกรณีที่รองลื่นต้องจมอยู่ใต้ของเหลว เช่นปั๊มแบบเพลาตั้ง วัสดุที่นิยมใช้มักจะเป็นอโลหะ เช่นเป็นยางหรือพลาสติก เป็นต้น

ข. อุปกรณ์กันรั่ว วัสดุที่ใช้อัดกันรั่วมักจะเป็นเส้นใยที่มีความทนทานสูง ในงานที่ไม่ต้องการให้มีการรั่ว การป้องกันการรั่วจะใช้อุปกรณ์กันรั่วเชิงกล (Mechanical Seal)

ค. ข้อต่อส่งกำลังงาน การต่อระหว่างเพลาของปั๊มกับของต้นกำลังนิยมใช้ข้อต่ออ่อน (Flexible) แบบหน้าจาน วัสดุที่ใช้ทำข้อต่ออาจเป็นเหล็กหล่อ หรือเหล็กกล้าขึ้นรูป (Forged Steel)

บันทึก

บทที่ 5

การออกแบบโรงสูบน้ำ

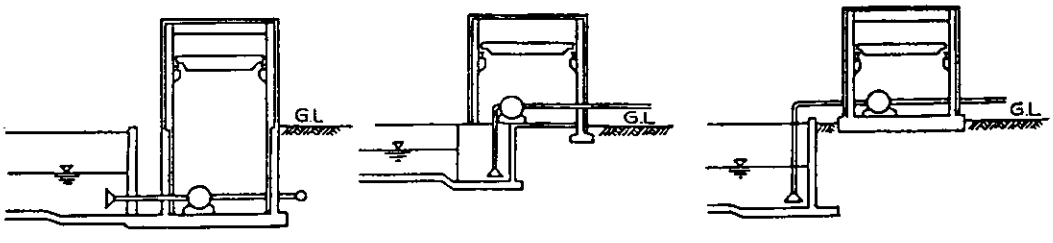
ในงานสูบน้ำที่เป็นงานถาวรจำเป็นต้องมีการก่อสร้างโรงสูบและงานโยธาอื่นๆ ที่เกี่ยวข้อง โรงสูบน้ำจะเป็นอาคารที่ใช้ติดตั้งและเก็บรักษาปั๊มและอุปกรณ์ ตัวอาคารจะต้องได้รับการออกแบบให้เหมาะสมกับการจัดวางตำแหน่งของปั๊ม อุปกรณ์ประกอบ และตู้ควบคุมการทำงาน มีพื้นที่รอบข้างที่สะดวกต่อการเข้าไปทำงานและดูแลรักษา และมีราคาค่าก่อสร้างที่ประหยัด

5.1 รูปแบบของโรงสูบน้ำ

(1) รูปแบบทางโครงสร้าง

รูปแบบทางโครงสร้างของโรงสูบน้ำจะขึ้นอยู่กับชนิดของปั๊มที่จะติดตั้ง ตำแหน่งที่ตั้งของบ่อสูบ และตำแหน่งที่ติดตั้งปั๊ม เมื่อปั๊มและอุปกรณ์เป็นชนิดที่ใช้สำหรับติดตั้งภายนอกอาคาร อาคารที่จะใช้กันแดดกันฝนก็ไม่จำเป็นต้องมี เว้นแต่ว่าต้นกำลังเป็นเครื่องยนต์ ในกรณีเช่นนี้ปั๊มและต้นกำลังก็จะไม่ได้รับการปกป้องที่ดี

รูปแบบโรงสูบน้ำสำหรับปั๊มแบบ Radial Flow ทั้งกรณีที่ปั๊มอยู่ต่ำกว่าหรืออยู่สูงกว่าระดับผิวน้ำที่จะสูบ แสดงไว้ในรูปที่ 5.1

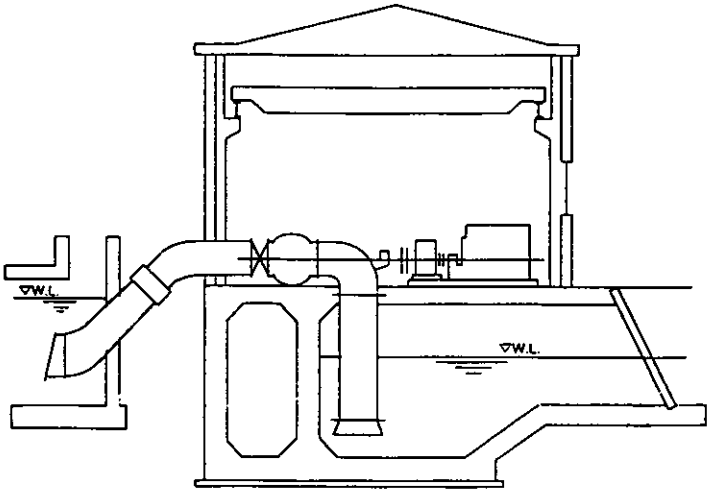


a) เมื่อปั๊มอยู่ต่ำกว่าระดับผิวน้ำ b) ปั๊มอยู่สูงกว่าผิวน้ำ แบบที่ 1 c) ปั๊มอยู่สูงกว่าผิวน้ำ แบบที่ 2

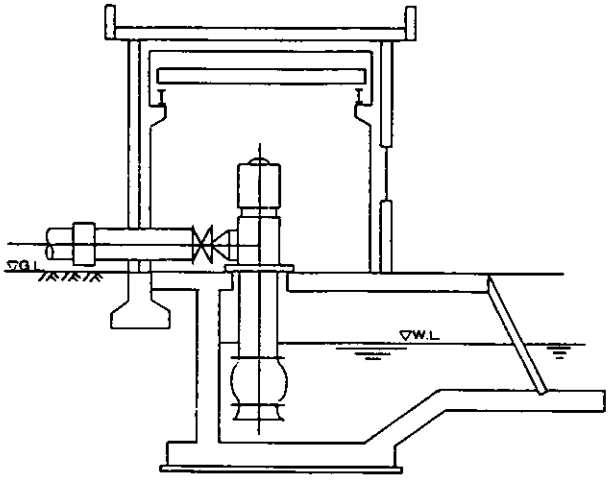
รูปที่ 5.1 รูปแบบโรงสูบน้ำของปั๊มแบบ Radial Flow

สำหรับปั๊มเพลานอนที่ให้เฮดต่ำ ตำแหน่งของบ่อสูบมักจะอยู่ใต้ระดับพื้นของปั๊มดังรูปที่ 5.2 การติดตั้งแบบบ่อเปียก (Wet Pit) ซึ่งตัวปั๊มจมอยู่ใต้น้ำแต่ต้นกำลังอยู่เหนือขึ้นมาดังรูปที่ 5.3 จะให้ข้อได้เปรียบในเรื่องของการใช้พื้นที่เพื่อการติดตั้งน้อย ตัวอย่างการติดตั้งปั๊มที่ให้เฮดต่ำในลักษณะเอียงตามลาดตลิ่งแสดงไว้ในรูปที่ 5.4

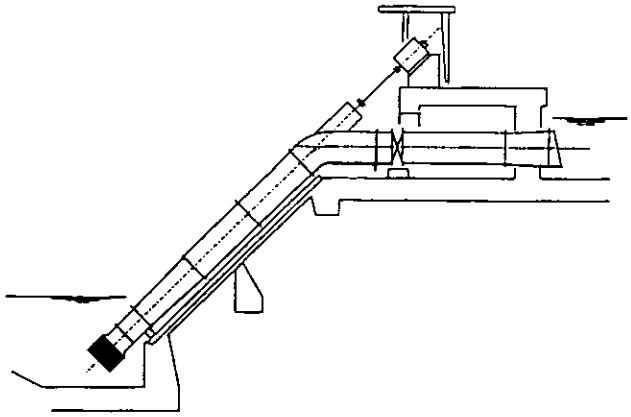
ในการติดตั้งปั๊มซึ่งเพลาอยู่ในแนวดิ่ง ตำแหน่งของต้นกำลังจะอยู่ในระดับที่สูงกว่าระดับน้ำหลาก และตัวปั๊มจะอยู่ในระดับต่ำลงมาหรือจมอยู่ใต้น้ำ การติดตั้งสำหรับกรณีที่ปั๊มอยู่ต่ำ



รูปที่ 5.2 การติดตั้งปั๊มเพลานอนประเภทเฮดต่ำ



รูปที่ 5.3 การติดตั้งปั๊มเพลาดิ่งในบ่อเปียก (Wet Pit)



รูปที่ 5.4 การติดตั้งปั๊มเฮดต่ำบนลาดตลิ่ง

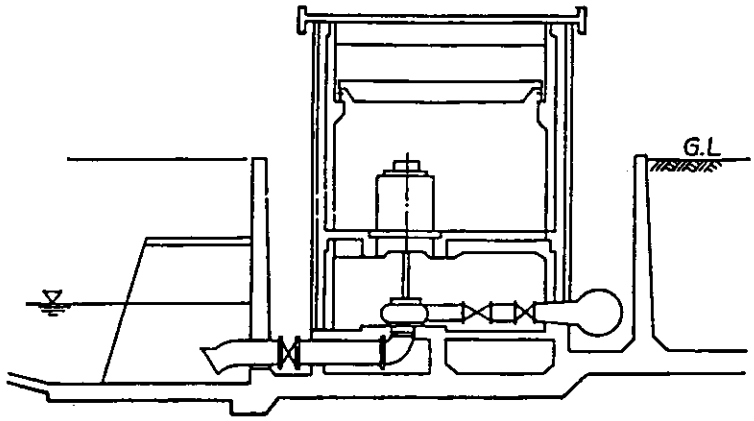
กว่าผิวน้ำแต่อยู่ในบ่อแห้ง (Dry Pit) แสดงไว้ในรูปที่ 5.5

รูปที่ 5.6 เป็นตัวอย่างการติดตั้งแบบบ่อเปียกในอาคาร 2 ระดับสำหรับปั๊มที่ให้เฮดต่ำ การติดตั้งในอีกลักษณะหนึ่งซึ่งต้นกำลังเป็นเครื่องยนต์จะดูได้จากรูปที่ 5.7

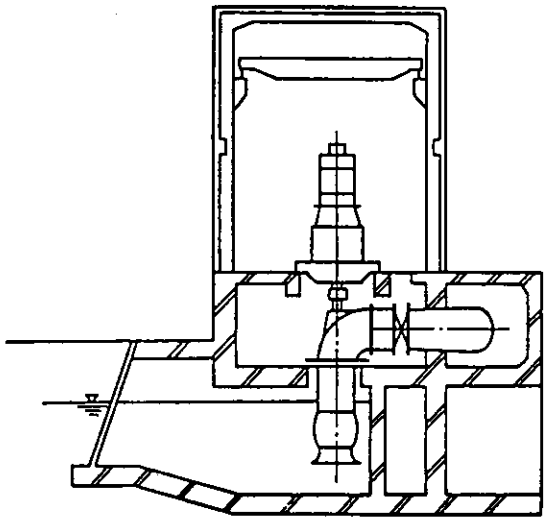
สำหรับกรณีที่ปั๊มมีขนาดใหญ่มาก (ตั้งแต่ 2,200 มม.ขึ้นไป) เรือนปั๊มจะถูกฝังอยู่ในคอนกรีตที่หล่อยึดไว้ให้มีความมั่นคงแข็งแรงเป็นพิเศษ ดังเช่นรูปที่ 5.8

(2) การจัดวางปั๊มและต้นกำลัง

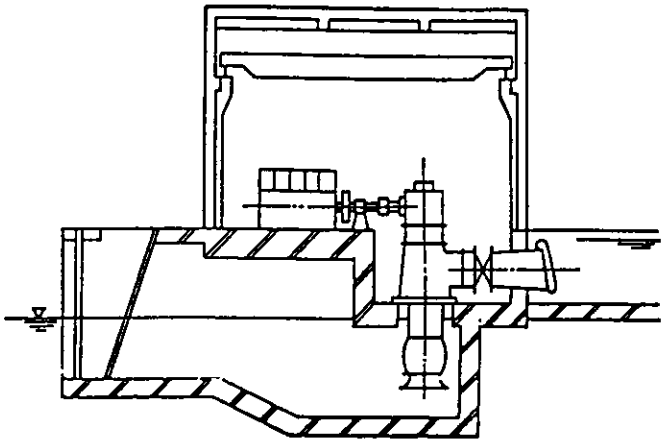
โรงสูบน้ำจะต้องได้รับการออกแบบให้มีพื้นที่กว้างขวางพอสำหรับการปฏิบัติงาน ซึ่งรวมถึงการเคลื่อนย้าย การติดตั้ง และการบำรุงรักษา ตลอดถึงการป้องกันความเสียหายที่อาจจะเกิดขึ้นกับส่วนประกอบของปั๊ม อุปกรณ์ไฟฟ้าและแผงควบคุมการทำงานด้วย



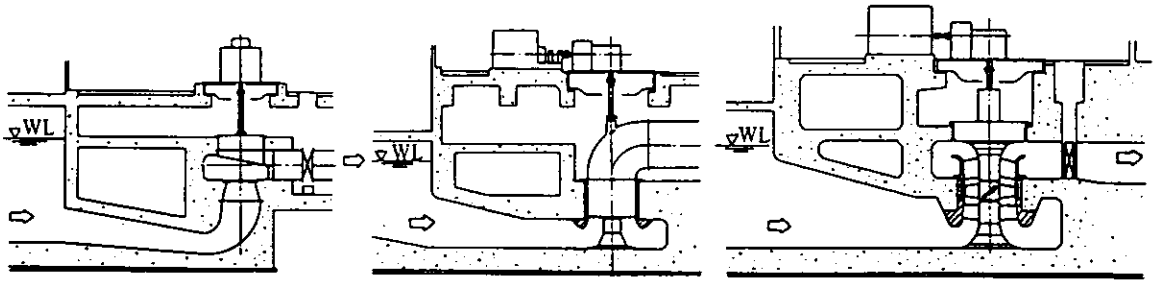
รูปที่ 5.5 การติดตั้งปั๊มเพลาดิ่งในบ่อแห้ง (Dry Pit)



รูปที่ 5.6 การติดตั้งปั๊มเพลาดิ่งแบบบ่อเปียกในอาคารซึ่งมีพื้น 2 ชั้น



รูปที่ 5.7 การติดตั้งปั๊มเพลาดิ่งแบบบ่อเปียกที่ต้นกำลังเป็นเครื่องยนต์

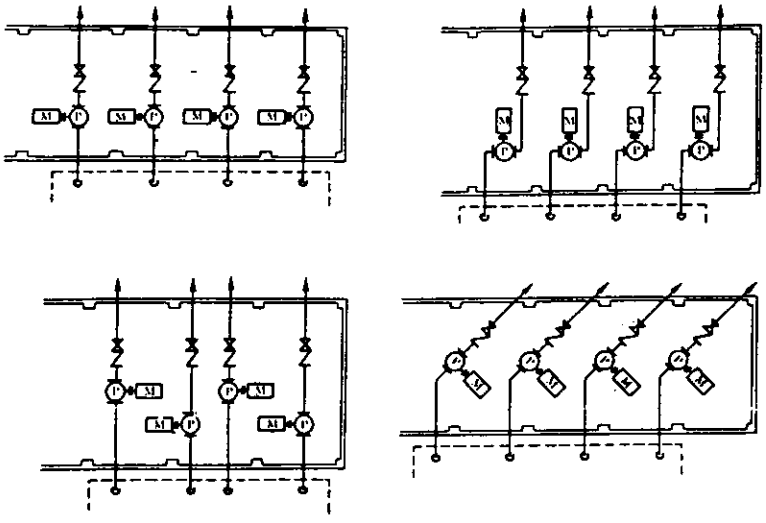


รูปที่ 5.8 เรือนปั๊มขนาดใหญ่มากซึ่งฝังอยู่ในคอนกรีต

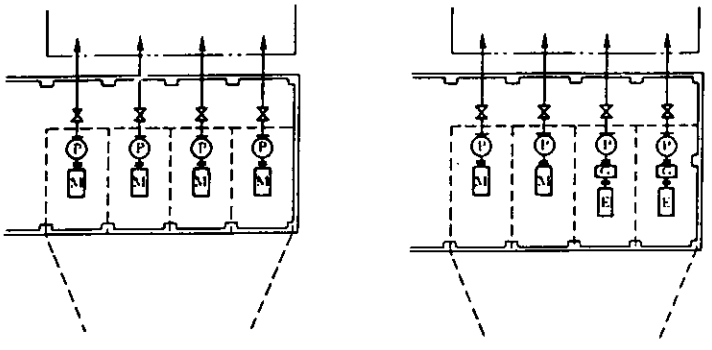
การวางผังพื้นอาคารโรงสูบน้ำขึ้นอยู่กับการจัดวางตำแหน่งของปั๊มและต้นกำลัง รูปแบบของผังที่ใช้กันทั่วไปแสดงไว้ในรูปที่ 5.9 ถึง 5.11

ระยะห่างระหว่างปั๊มและต้นกำลังแต่ละชุดจะจัดวางให้สอดคล้องกับเนื้อที่ที่ต้องการสำหรับการดูแลรักษาประจำวันและขนาดของบ่อสูบ สำหรับปั๊มเฮดต่ำขนาดใหญ่ ขนาดของบ่อสูบจะเป็นตัวกำหนดระยะห่างระหว่างปั๊มแต่ละชุด

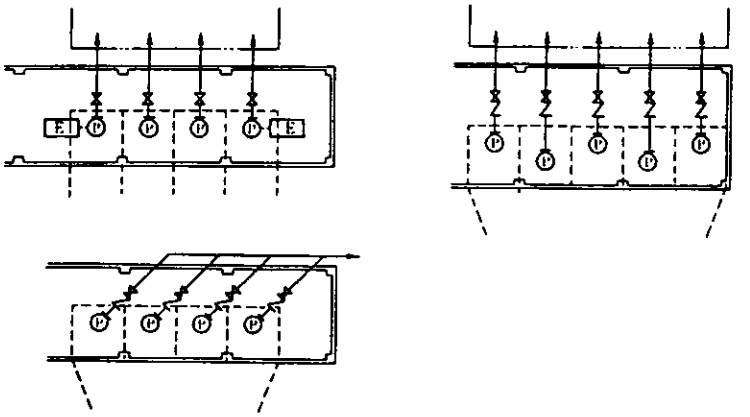
ประตูทางเข้าโรงสูบน้ำจะต้องกว้างพอสำหรับการขนย้ายปั๊ม ต้นกำลัง และอุปกรณ์อื่นๆ เข้าไปติดตั้ง เมื่อมีการติดตั้งปั้นจั่นที่วิ่งอยู่เหนือระดับศีรษะเพื่อใช้ยกและเคลื่อนย้ายปั๊มหรือต้นกำลัง ประตูทางเข้าจะต้องออกแบบให้สามารถนำรถบรรทุกเข้าไปจอดใต้ปั้นจั่นได้เพื่อให้สะดวกต่อการขนย้าย พื้นที่บริเวณดังกล่าวสามารถใช้ประโยชน์ในการถอดประกอบปั๊มและต้นกำลังเพื่อ



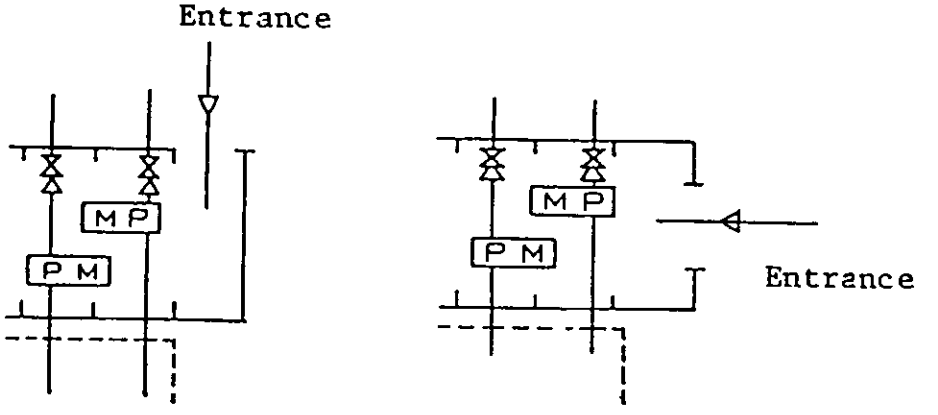
รูปที่ 5.9 ผังการจัดวางปั๊ม Radial Flow แบบเพลานอน



รูปที่ 5.10 ผังการจัดวางปั๊มเฮดต่ำแบบเพลานอน



รูปที่ 5.11 ผังการจัดวางปั๊มเฮดต่ำแบบเพลาดิ่ง



รูปที่ 5.12 ผังประตูทางเข้าของโรงสูบน้ำ

การบำรุงรักษาหรือซ่อมแซมในภายหลัง

(3) มิติของโรงสูบน้ำ

ช่วงความยาวของคานหรือความกว้างของโรงสูบน้ำซึ่งวัดตามทิศทางการไหลของน้ำ จะกำหนดตามระยะทางที่จำเป็นสำหรับติดตั้งปั๊ม ต้นกำลัง และวาล์วหรือส่วนประกอบอื่นที่จะต้องติดตั้งร่วมกัน ถ้ามีการติดตั้งปั้นจั่นเหนือระดับศีรษะ ความกว้างของโรงสูบจะต้องมากพอที่จะให้ปั้นจั่นยกปั๊มและอุปกรณ์ที่จะต้องติดตั้งได้ทุกชิ้น

ระยะห่างระหว่างเสาซึ่งเป็นแนวที่ตั้งฉากกับทิศทางการไหลของน้ำ จะกำหนดให้เท่ากับระยะห่างระหว่างปั๊มที่ต้องการ กล่าวคือแนวท่อดูดและท่อจ่ายจะต้องอยู่กึ่งกลางระหว่างหรือห่างจากตำแหน่งของเสาออกมา

พื้นที่ที่ใช้เป็นทางให้รถบรรทุกเข้ามาในอาคารจะทำโดยเพิ่มพื้นที่ที่ต้องใช้สำหรับ

ติดตั้งปั๊มอีกหนึ่งช่วงเสา สำหรับปั๊มแบบ Radial Flow ควรจะใช้มิติที่ให้ไว้ในรูปที่ 5.13 เป็นที่ว่างสำหรับการดูแลบำรุงรักษา และเพื่อความปลอดภัยในการทำงาน

ถ้าท่อดูดและท่อจ่ายวางทะลุตัวอาคารจากกำแพงด้านหนึ่งไปสู่อีกด้านหนึ่ง จะต้องจัดให้มีทางเดินผ่านโดยอาจเป็นทางเดินยกระดับเหนือแนวท่อ หรือวางท่อให้อยู่ในรางที่อยู่ต่ำกว่าระดับพื้นอาคารก็ได้

สำหรับปั๊มเฮดต่ำแบบ Mixed Flow หรือ Axial Flow ระยะห่างระหว่างเสาโรงสูบน้ำที่แสดงในรูปที่ 5.14 จะหาได้โดย

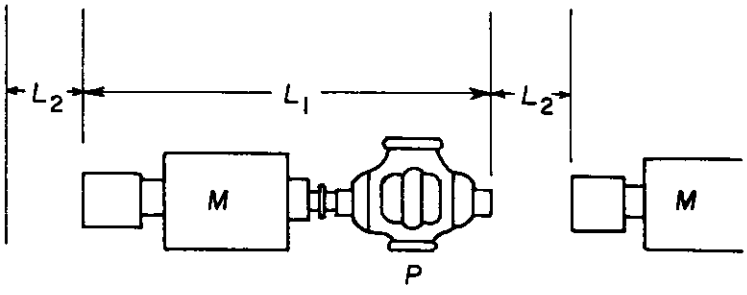
$$M = A + B$$

โดย M = *ระยะห่างระหว่างเสาหรือความกว้างที่ต้องการสำหรับปั๊ม 1 เครื่อง*

A = *ความกว้างของขอบบ่อสูบ (Sump) ที่ต้องการ*

B = *ความหนาของกำแพงบ่อสูบ*

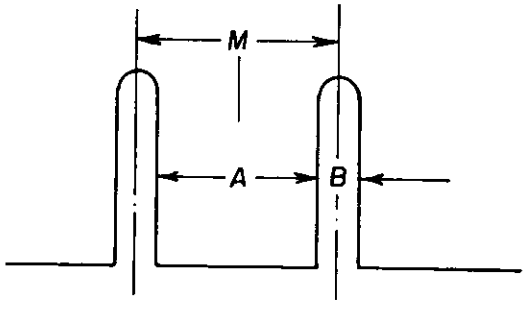
ความกว้างของบ่อสูบ (A) จะมีค่าประมาณสามเท่าของขนาดของปั๊ม รายละเอียดจะได้



L_2 = 1.0 เมตร สำหรับปั๊มขนาดไม่เกิน 500 มม.

= 1.50 เมตร สำหรับปั๊มขนาดใหญ่กว่า 500 มม.และต้องไม่น้อยกว่า 1/3 L_1

รูปที่ 5.13 พื้นที่ที่ต้องการสำหรับการดูแลรักษาและเพื่อความปลอดภัยในการทำงาน

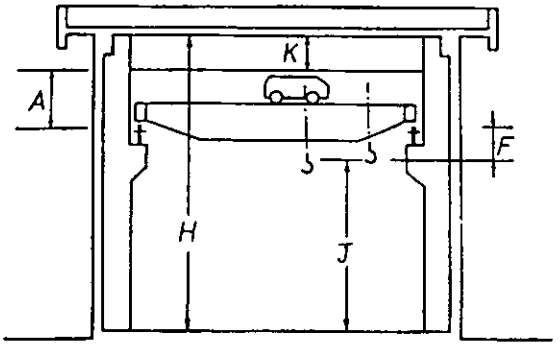


รูปที่ 5.14 ความกว้างของบ่อสูบ

อธิบายในหัวข้อที่ 5.3

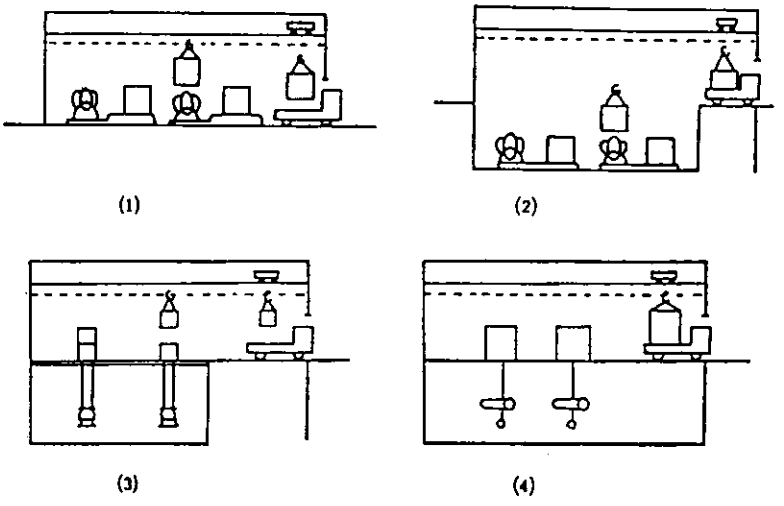
ระดับพื้นภายในโรงสูบน้ำจะต้องอยู่สูงกว่าระดับพื้นดินภายนอกประมาณ 0.20 ถึง 0.30 เมตร หรืออยู่สูงกว่าระดับน้ำสูงสุดอย่างน้อย 0.50 เมตร และถึงแม้ว่าตัวปั๊มต้องติดตั้งอยู่ในระดับที่ต่ำกว่าระดับผิวดิน แต่ระดับพื้นอาคารโรงสูบน้ำจะยังคงกำหนดตามเกณฑ์เดียวกันกับที่กล่าวข้างต้น

ความสูงจากพื้นถึงเพดานโรงสูบน้ำจะกำหนดจากระยะที่ปั้นจั่นสามารถยกของจากยานพาหนะที่ใช้ขนย้ายปั๊มและอุปกรณ์ได้ และจากมิติของปั้นจั่นที่ใช้ (ดังรูปที่ 5.15) ถ้ามีการติดตั้งปั้นจั่นขึ้นเหนือระดับศีรษะ ระยะยกจะหาได้จากลักษณะการขนย้ายดังแสดงไว้ในรูปที่ 5.16 ความสูงของโรงสูบน้ำอาจจะทำให้ลดลงได้โดยการทำทางเข้าให้ลาดลงจากระดับผิวดินไปสู่

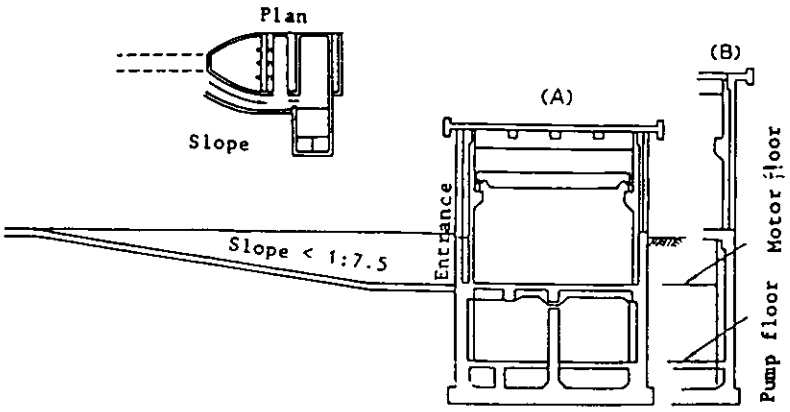


$$H = J + F + A + K$$

รูปที่ 5.15 ความสูงจากพื้นถึงฝ้าของโรงสูบน้ำ



รูปที่ 5.16 ลักษณะการขนย้ายปั๊มและอุปกรณ์



รูปที่ 5.17 การลดความสูงของโรงสูบน้ำโดยใช้ทางเข้าที่ลาดลงสู่พื้นโรงสูบ

ระดับพื้นโรงสูบดังรูปที่ 5.17

เพื่อมิให้เป็นอุปสรรคต่อการติดตั้งอุปกรณ์ไฟฟ้า จะต้องจัดให้มีพื้นที่เพื่อการขนย้าย ติดตั้งและบำรุงรักษาอย่างเหมาะสม พื้นที่ว่างหน้าตู้ควบคุมระบบไฟฟ้าจะต้องกว้างไม่น้อยกว่า 2.00 เมตร และด้านหลังตู้ควบคุมไม่น้อยกว่า 0.80 เมตร พื้นที่บริเวณที่ติดตั้งตู้ควบคุมระบบไฟฟ้าจะต้องมีความสูงจากพื้นถึงฝ้าไม่น้อยกว่า 3.0 เมตร จะต้องมีการพิจารณาและกำหนดแนวทางเดินสายไฟในขณะที่ออกแบบฝ้าโครงสร้างของโรงสูบน้ำด้วย

(4) การพิจารณาอื่น ๆ

ในการออกแบบรายละเอียดของโรงสูบน้ำ จะต้องพิจารณาถึงสิ่งต่างๆ ที่เกี่ยวข้องดังต่อไปนี้คือ

- *จะต้องกำหนดตำแหน่งและจัดให้มีพื้นที่เพื่อการติดตั้งปั๊มและส่วนประกอบที่เหมาะสม*
- *โรงสูบจะต้องมีการถ่ายเทอากาศที่ดีเพื่อป้องกันมิให้อุณหภูมิภายในซึ่งมีแหล่งที่มาของความร้อนจากปั๊มและอุปกรณ์ประกอบสูงจนเกินไป ในกรณีที่ต้นกำลังเป็นเครื่องยนต์ มักจำเป็นต้องใช้พัดลมช่วยถ่ายเทอากาศ*
- *เพื่อรักษาพื้นที่โรงสูบน้ำในบริเวณที่อยู่ต่ำกว่าระดับผิวดินหรือระดับผิวน้ำทางด้านดูดให้แห้งอยู่เสมอ อาจจำเป็นต้องจัดให้มีปั๊มเพื่อระบายน้ำออกจากบริเวณดังกล่าวด้วย*
- *จะต้องจัดให้มีแสงสว่างอย่างเพียงพอสำหรับการปฏิบัติงาน และการบำรุงรักษาปั๊มและส่วนประกอบ ระดับความสว่างมาตรฐานสำหรับพื้นโรงสูบน้ำคือ 100 ลักซ์ (lux) 150 ลักซ์สำหรับบริเวณที่ติดตั้งอุปกรณ์ไฟฟ้า และ 250 ลักซ์สำหรับศูนย์ควบคุมตามลำดับ*

5.2 น้ำหนักบรรทุกบนอาคารสูบน้ำ

ในการออกแบบโครงสร้างโรงสูบน้ำ จำเป็นจะต้องพิจารณาถึงน้ำหนักบรรทุกที่โครงสร้างของอาคารและฐานรากจะต้องรองรับ เพื่อให้โรงสูบน้ำนั้นมีความมั่นคงแข็งแรง ไม่มีการแอ่นตัวหรือสั่นสะเทือนจากการทำงานของปั๊มและต้นกำลัง

(1) น้ำหนักบรรทุกบนฐานราก

เพื่อที่จะได้เลือกใช้รูปแบบของฐานรากให้เหมาะสมกับลักษณะทางธรณีวิทยาของที่ตั้ง โรงสูบจำเป็นจะต้องพิจารณาน้ำหนักทุกชนิดที่ฐานรากนั้นจะต้องรองรับ น้ำหนักบรรทุกที่จะต้องพิจารณามีดังต่อไปนี้คือ

ก. น้ำหนักของปั๊มขณะทำงาน

น้ำหนักดังกล่าวนี้ประกอบด้วยน้ำหนักของปั๊ม ต้นกำลัง และอุปกรณ์ขณะทำงานรวมกับน้ำหนักจลน์ (Dynamic Loads) อันเนื่องมาจากการทำงานนั้น

ข. น้ำหนักของโครงสร้างเหนือฐานราก

อาจจำเป็นต้องมีการออกแบบโครงสร้างหลายรูปแบบเพื่อที่จะเลือกให้สอดคล้องกับสภาพทางธรณีวิทยาและรูปแบบของฐานรากที่เลือกไว้

ค. น้ำหนักที่เกิดจากแรงดันของน้ำและดิน

จะต้องมีการพิจารณาน้ำหนักหรือแรงที่กระทำต่อตัวอาคารทั้งภายในและภายนอก รวมทั้งแรงยก (Uplift) ที่จะเกิดขึ้นจากแรงดันของน้ำเมื่อมีการระบายน้ำออกจากบ่อสูบจนแห้ง

ง. แรงสั่นสะเทือนจากแผ่นดินไหว (Seismic Load)

น้ำหนักหรือแรงที่เกิดจากสาเหตุดังกล่าวนี้จะต้องคำนวณตามพระราชบัญญัติหรือกฎเกณฑ์ที่กำหนดไว้สำหรับการก่อสร้างอาคารในท้องที่นั้น ๆ

ในการออกแบบฐานรากจะต้องคำนวณหาผลรวมของน้ำหนักบรรทุกสูงสุดจากแหล่งต่างๆ แล้วเทียบกับความสามารถรับน้ำหนักได้ของดินฐานราก หรือของเสาเข็ม สำหรับการคาดการณ์การทรุดตัวของดินอันเนื่องมาจากแรงกดทับ อาจตรวจสอบได้โดยใช้น้ำหนักบรรทุกที่ดินนั้นจะต้องรองรับอยู่เป็นประจำเป็นค่าสำหรับทดสอบ ฐานรากที่เลือกใช้สำหรับอาคารใดอาคารหนึ่ง จะต้องเป็นชนิดเดียวกันทั้งอาคาร

(2) น้ำหนักของปั๊มขณะทำงาน

ในการออกแบบโครงสร้างโรงสูบน้ำ ผู้ออกแบบจำเป็นจะต้องทราบน้ำหนักทั้งหมดของปั๊มและอุปกรณ์ในขณะที่มันกำลังทำงาน น้ำหนักดังกล่าวจะประกอบด้วยน้ำหนักของปั๊ม ต้นกำลัง ส่วนประกอบเช่น เชควาล์ว วาล์วบานเลื่อน ท่อ และน้ำหนักของน้ำที่อยู่ในท่อ และน้ำหนักจลน์ (Dynamic Load) อันเกิดจากการทำงานของปั๊มและต้นกำลัง โดยทั่วๆ ไปน้ำหนักบรรทุกที่ใช้ในการออก

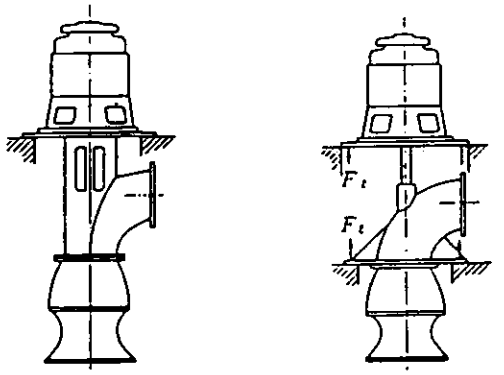
แบบจะหาได้โดยคูณน้ำหนักรวมของปั๊มและอุปกรณ์ด้วยตัวคูณ 1.1 ถึง 1.3 เพื่อเผื่อค่าน้ำหนักจลน์

จะต้องมีการพิจารณาว่าความดันของน้ำภายในท่อจะมีผลให้เกิดแรงดันซึ่งกระทำในแนวราบที่จุดซึ่งรองรับท่อหรือไม่ แรงดังกล่าวนี้จะเกิดในบริเวณข้องอ ข้อต่ออ่อน และที่ปลายท่อจ่าย

ในกรณีที่ต้นกำลังเป็นเครื่องยนต์ดีเซล ปริมาตรของคอนกรีตที่ใช้ทำแท่นเครื่องจะต้องมากพอที่จะรับการสั่นสะเทือนของเครื่องยนต์ขณะทำงาน ถ้าเป็นเครื่องยนต์ขนาดใหญ่ติดตั้งภายในอาคาร การรองรับน้ำหนักของเครื่องยนต์อาจทำโดยให้น้ำหนักถ่ายผ่านกำแพงซึ่งเชื่อมต่อและตั้งอยู่บนแผ่นคอนกรีตที่ฐานของโรงสูบ

สำหรับการติดตั้งโดดเดี่ยวภายนอกอาคาร คอนกรีตซึ่งใช้เป็นฐานรากควรจะหนัก 4 ถึง 5 เท่าของน้ำหนักของปั๊มและส่วนประกอบ

ในกรณีที่เป็นการติดตั้งปั๊มเพลาดิ่งขนาดใหญ่ แรงที่เกิดจากความดันของน้ำซึ่งส่งผ่านเพลาและท่อจะรองรับโดยต้นกำลังที่ปั๊มนั้นแขวนอยู่ แต่ถ้าเป็นการติดตั้งบนพื้นสองระดับ พื้นชั้นบนจะรองรับแรงที่กดลง และพื้นชั้นล่างจะรองรับแรงที่ดึงขึ้น ดังเช่นรูปที่ 5.18



a) ติดตั้งบนพื้นระดับเดียว b) ติดตั้งบนพื้นสองระดับ

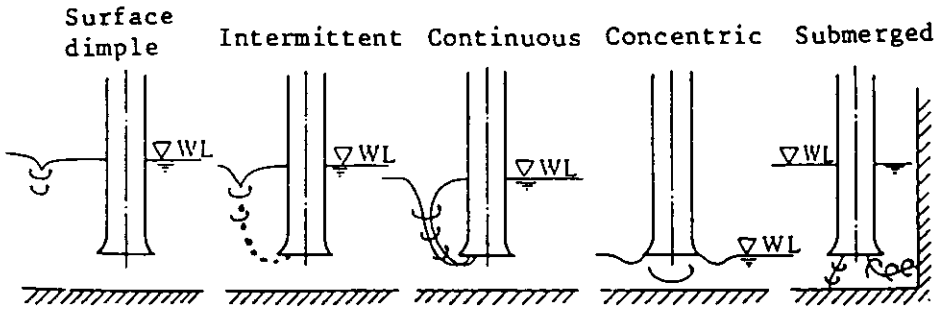
รูปที่ 5.18 แรงที่เกิดจากความดันของน้ำ (F_t) ซึ่งรองรับโดยมอเตอร์และพื้นโรงสูบ

5.3 การออกแบบบ่อสูบ (Suction Sump)

เพื่อให้ปั๊มทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพ จำเป็นจะต้องออกแบบให้การไหลของน้ำเข้ามาสู่บ่อสูบและท่อดูดของปั๊มเป็นแบบสม่ำเสมอ (Uniform Flow) และปราศจากวังน้ำวน (Vortex) ทั้งนี้เพราะประสิทธิภาพในการทำงานของปั๊มจะอ่อนไหวต่อลักษณะการไหลของน้ำเข้าสู่ใบพัดมาก

(1) วังน้ำวนดูดอากาศ

การไหลของน้ำรอบๆ ท่อดูดของปั๊มเพลาดิ่งซึ่งติดตั้งแบบบ่อเปียก (Wet Pit) หรือท่อดูด



รูปที่ 5.19 ลักษณะของวังน้ำวนในบ่อสูบ

ซึ่งติดตั้งอยู่กลางบ่อสูบ มักจะก่อให้เกิดปัญหาวังน้ำวนดูดอากาศเข้าไปในท่อดูด เมื่อการไหลของน้ำที่ผิวเริ่มเกิดการหมุนวนใกล้เคียงกับท่อดูด ในที่สุดก็จะพัฒนาเป็นวังวนที่ลึกและดูดเอาอากาศเข้าไปในท่อดูดดังรูปที่ 5.19 เมื่อระดับน้ำในบ่อสูบลดลง ศูนย์กลางของน้ำวนก็จะเป็นศูนย์กลางเดียวกันกับท่อดูด บางครั้งวังน้ำวนที่มีอากาศติดมาด้วยนี้อาจจะเลาะมาตามกำแพงหรือพื้นของบ่อสูบและไหลเข้าไปในท่อดูดได้

เมื่อมีอากาศเข้าไปในท่อดูด ประสิทธิภาพในการทำงานของปั๊มจะลดลงอย่างรุนแรง บางครั้งจะทำให้ปั๊มมีอาการสั่นสะเทือนและมีเสียงดังผิดปกติ

(2) การไหลปั่นป่วนในบ่อสูบ

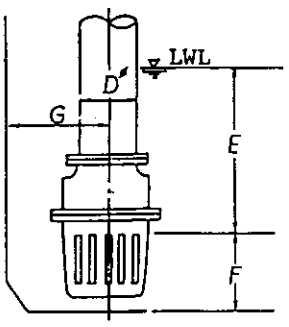
ประสิทธิภาพการทำงานของปั๊มจะถูกกระทบกระเทือนถ้ามีการไหลปั่นป่วนในบ่อสูบ ลักษณะการไหลดังกล่าวจะทำให้เฮดรวมของปั๊มเพิ่มขึ้นหรือลดลงซึ่งขึ้นกับว่าทิศทางการไหลเป็นอย่างไร บางครั้งมีผลให้ต้นกำลังของปั๊มทำงานเกินกำลังได้ การไหลแบบสม่ำเสมอรอบๆ ท่อดูดเป็นสิ่งสำคัญโดยเฉพาะอย่างยิ่งสำหรับปั๊มที่มีค่าความเร็วจำเพาะสูง

(3) รูปแบบของบ่อสูบ

เพื่อให้ลักษณะการไหลในบ่อสูบเป็นไปอย่างที่ต้องการ จะต้องพิจารณากำหนดรูปแบบของบ่อสูบอย่างรอบคอบ มิติของบ่อสูบที่ควรใช้สำหรับปั๊มขนาดเล็กซึ่งมีฟุตวาล์วและปากแตรได้ให้ไว้ในรูปที่ 5.20 และ 5.21 ตามลำดับ

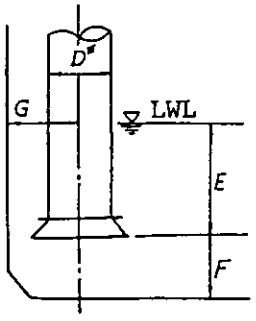
รูปที่ 5.22 เป็นมิติมาตรฐานของบ่อสูบสำหรับปั๊มขนาดตั้งแต่ 600 ถึง 2,200 มิลลิเมตร ความกว้างของบ่อสูบแต่ละบ่อคือ 3D โดย D เป็นขนาดของท่อดูด ความกว้างดังกล่าวอาจจะเพิ่มได้ถึง 4D ถ้ามีความจำเป็นเนื่องมาจากการติดตั้งปั๊มและต้นกำลัง ความสูงของปลายท่อดูดจากพื้นบ่อสูบ F กำหนดให้เท่ากับ D แต่ถ้าไม่มีตะกอนทรายที่พื้นบ่อก็อาจลดลงเหลือ D/2 ได้

หน้าบ่อสูบมักจะติดตั้งตะแกรงป้องกันมิให้ขยะหรือสิ่งแขวนลอยไหลเข้ามา ความเร็วเฉลี่ยของน้ำที่ไหลเข้ามาในบ่อสูบไม่ควรมีค่าเกินกว่า 0.50 เมตร/วินาทีเมื่อมีการสูบด้วยอัตราสูงสุด แต่ถ้าเป็นท่อดูดซึ่งติดตั้งในแนวดิ่งและใช้ขนาดบ่อสูบตามที่ให้ไว้ในรูปที่ 5.22 ความเร็วใน



ขนาดปั๊ม	มิติของบ่อสูบ (mm)			ขนาดปั๊ม	มิติของบ่อสูบ (mm)		
(mm)	E	F	G	(mm)	E	F	G
65	280	150	200	150	500	380	250
80	310	200	200	200	600	500	400
100	330	250	200	250	720	620	400
125	420	310	250	300	850	740	450

รูปที่ 5.20 มิติของบ่อสูบสำหรับท่อดูดที่มีฟุตวาล์ว



ขนาดปั๊ม	มิติของบ่อสูบ (mm)			ขนาดปั๊ม	มิติของบ่อสูบ (mm)		
(mm)	E	F	G	(mm)	E	F	G
150	500	250	250	350	670	350	450
200	500	250	300	400	760	400	500
250	500	250	350	450	860	450	550
300	570	300	400	500	950	500	600

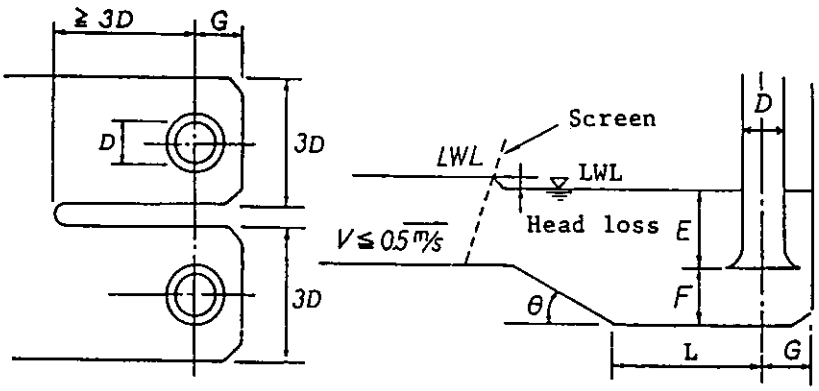
รูปที่ 5.21 มิติของบ่อสูบสำหรับท่อดูดซึ่งมีปากแตร

การไหลไม่ควรจะเกิน 0.30 เมตร/วินาที

ปั๊มซึ่งติดตั้งแบบบ่อแห้ง (Dry Pit) มักจะมีท่อดูดอยู่ในแนวราบและมีปากแตรที่ปลายท่อ ปลายท่อดูดดังกล่าวจะต้องอยู่ต่ำจากระดับผิวน้ำต่ำสุดพอสมควรเพื่อหลีกเลี่ยงการดูดอากาศเข้าไปในท่อ มิติสำหรับการติดตั้งท่อดูดในลักษณะนี้สำหรับปั๊มขนาดกลางและขนาดใหญ่ แสดงไว้ในรูปที่ 5.23

(4) ทางเข้าสู่ท่อดูดในบ่อสูบ

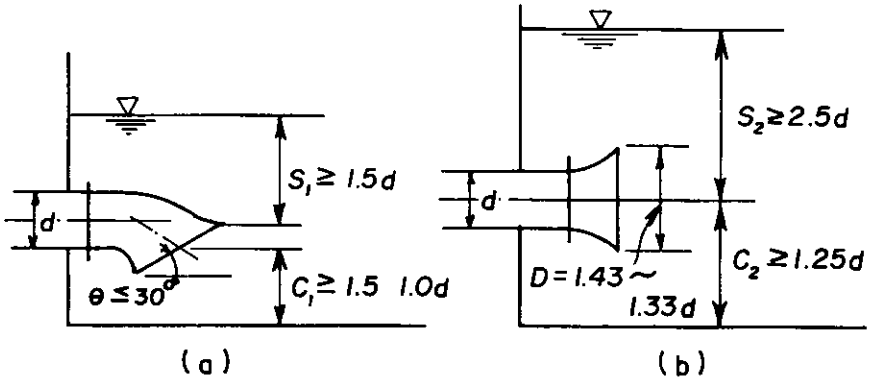
รูปทรงของร่องน้ำที่เข้าไปสู่ท่อดูดในบ่อสูบควรจะมีแนวตรงและค่อยๆ ผายออกโดยไม่ก่อให้เกิดการเปลี่ยนแปลงความเร็วในการไหลของน้ำอย่างฉับพลัน ถ้าหากจำเป็นต้องมีการเปลี่ยนแปลงทิศทางการไหลมาก อาจจำเป็นต้องติดตั้งแผงปรับทิศทางให้ไหลตรงไปสู่ท่อดูด การออกแบบบ่อสูบมักจะทำโดยใช้ค่าอัตราการสูบสูงสุดเป็นตัวกำหนด อย่างไรก็ตาม ควรจะได้มีการตรวจสอบลักษณะการไหลและระดับน้ำในบ่อสูบเมื่ออัตราการสูบลดลงด้วย รูปที่ 5.24 เป็นตัวอย่างของรูปแบบของบ่อสูบและทางเข้าที่พึงประสงค์ รูปที่ 5.25 แสดงให้เห็นถึงบ่อสูบที่ดีและที่ออกแบบไว้ไม่เหมาะสม



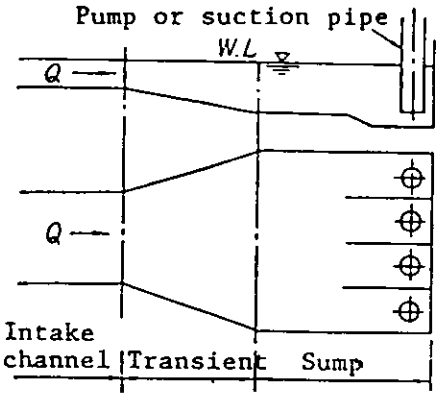
D = ขนาดของท่อดูด L > 3.0D สำหรับ θ = 30° E = 1.7D
L > 4.5D สำหรับ θ = 45° F = D
G = 1.1D

ขนาดปั๊ม	มิติของบ่อสูบ (mm)			ขนาดปั๊ม	มิติของบ่อสูบ (mm)		
(mm)	E	F	G	(mm)	E	F	G
600	1,100	600	700	1,350	2,300	1,350	1,500
700	1,300	700	800	1,500	2,500	1,500	1,650
800	1,400	800	900	1,650	2,700	1,650	1,800
900	1,600	900	1,000	1,800	2,900	1,800	2,000
1,000	1,700	1,000	1,100	2,000	3,300	2,000	2,200
1,200	2,000	1,200	1,300	2,200	3,600	2,200	2,400

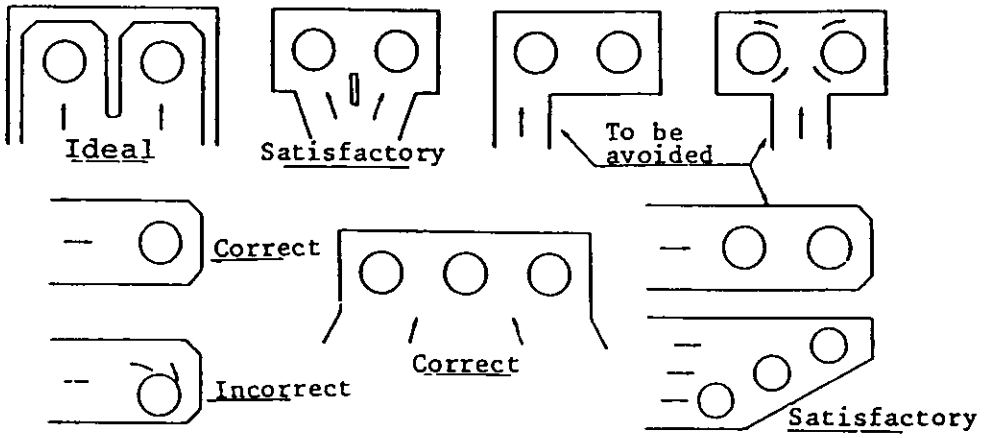
รูปที่ 5.22 ขนาดมาตรฐานของบ่อสูบขนาดใหญ่



รูปที่ 5.23 การติดตั้งท่อดูดในแนวนอน



รูปที่ 5.24 ลักษณะของบ่อสูบและทางเข้าที่พึงประสงค์



รูปที่ 5.25 รูปแบบของบ่อสูบที่ดีและที่ไม่พึงประสงค์

(5) การทดสอบแบบจำลองบ่อสูบ

ในบางครั้งรูปร่างลักษณะของพื้นที่ไม่อำนวยให้ใช้รูปแบบของบ่อสูบอย่างที่แนะนำไว้ในหัวข้อที่แล้ว ข้อจำกัดดังกล่าวจะมีผลให้การออกแบบยุ่งยากมากขึ้นถ้าเป็นบ่อสูบสำหรับติดตั้งปั๊มขนาดใหญ่

เมื่อไม่มีความมั่นใจในเรื่องรูปแบบของบ่อสูบที่เหมาะสม โดยเฉพาะอย่างยิ่งบ่อสูบสำหรับปั๊มขนาดใหญ่ก็จะต้องทำการทดสอบกับแบบจำลองเสียก่อนที่จะลงมือก่อสร้าง ทั้งนี้เพราะถ้าจำเป็นต้องแก้ไขหลังจากก่อสร้างเสร็จแล้ว การเปลี่ยนแปลงดังกล่าวจะเสียค่าใช้จ่ายมาก ในหัวข้อย่อยต่อไปนี้เป็นหลักการและวิธีอย่างย่อๆ สำหรับการทดสอบแบบจำลองบ่อสูบซึ่งอ้างอิงมาจาก JSME Standard S004-1984, **"Standard Method for Model Testing Performance of a Pump Sump"**:

ก. วัตถุประสงค์

วัตถุประสงค์ของการทดสอบแบบจำลองบ่อสูบก็เพื่อที่จะคาดการณ์แนวโน้มของการเกิดวังน้ำวนดูดอากาศ และน้ำวนใต้ผิวน้ำในบ่อสูบซึ่งจะมีผลเลวร้ายต่อการทำงานของปั๊ม เช่น ทำให้อากาศเข้าไปในท่อดูด ปั๊มเกิดอาการสั่นสะเทือนและเกิดเสียงดัง เป็นต้น ในกรณีที่พบวังน้ำวนขณะทดสอบก็จะต้องดัดแปลงบ่อสูบที่ออกแบบไว้ และทำการทดสอบใหม่เพื่อให้มั่นใจว่าการแก้ไขดัดแปลงดังกล่าวจะทำให้บ่อสูบทำหน้าที่ได้ดีขึ้น

ข. แบบจำลองบ่อสูบ

แบบจำลองบ่อสูบจะครอบคลุมจากตำแหน่งของตะแกรงกันขยะหรือถ้ามีตะแกรงมากกว่าหนึ่งชั้นก็จะนับจากตะแกรงสุดท้ายไปจนสุดบ่อสูบ ถ้ามีการติดตั้งปั๊มขนาดเดียวกันหลายเครื่องและมีลักษณะการติดตั้งคล้ายคลึงกันในทางเรขาคณิต ตลอดจนการไหลเข้ามาสู่บ่อสูบจากทางด้านต้นน้ำมีความคล้ายคลึงกัน การทดสอบอาจจะทำโดยใช้บ่อสูบสำหรับปั๊มเครื่องเดียว แต่ถ้าหากทางน้ำหน้าบ่อสูบมีแนวโค้งหรือหักมุมก่อนไหลเข้ามาสู่บ่อสูบ ถึงแม้ว่าจะอยู่หน้าตะแกรงกันขยะก็ตาม จะต้องนำร่องนำน้ำเข้ามาสู่บ่อสูบมาเป็นส่วนหนึ่งของแบบจำลองด้วย

การเลือกอัตราส่วนเพื่อจัดทำแบบจำลองจะต้องไม่ทำให้ขนาดปากแตรของแบบจำลองเล็กกว่า 100 มิลลิเมตร

การสร้างแบบจำลองจะต้องทำให้มีความคล้ายคลึงกันทางเรขาคณิตกับรูปทรงที่เป็นจริง รูปจำลองภายนอกของท่อดูดหรือปั๊มเพลาดิ่งจะต้องคล้ายคลึงกับต้นแบบ โดยทั่วๆ ไป แบบจำลองจะประกอบขึ้นโดยใช้เหล็กแผ่น แต่ส่วนที่จะใช้สังเกตการณ์จะทำด้วยแผ่นพลาสติก

ค. ความคล้ายคลึงทางชลศาสตร์

ลักษณะการไหลของผิวน้ำในบ่อสูบจะถูกควบคุมโดยความเฉื่อยของของเหลวและแรงดึงดูดของโลก เมื่อกำหนดให้การไหลในแบบจำลองและในต้นแบบมีค่า**ฟรูดนัมเบอร์** (Froude Number) ซึ่งแสดงไว้ในสมการที่ 5.1 เป็นค่าเดียวกัน การไหลในแบบจำลองและต้นแบบจะมีความคล้ายคลึงกันทางชลศาสตร์ ซึ่งรวมถึงคลื่นที่ผิวน้ำและแนวโน้มการบุ่มของผิวน้ำซึ่งจะมีผลต่อเนื่องที่ก่อให้เกิดวังน้ำวนดูดอากาศ

$$F_r = \frac{V}{(gL)^{0.5}} \qquad \text{.....(5.1)}$$

โดย F_r = *ฟรูดนัมเบอร์* (Froude Number)

V = *ความเร็วของการไหล* (m/s)

g = *ความเร็วเนื่องจากแรงดึงดูดของโลก* (9.81 m/s^2)

L = *ความยาวหรือระยะทาง* (m)

เมื่อฟรูดนัมเบอร์ของแบบจำลองและต้นแบบมีค่าเท่ากัน จะได้ว่า

$$V_m/V_p = (L_m/L_p)^{0.5} \quad \text{.....(5.2)}$$

$$Q_m/Q_p = (L_m/L_p)^{2.5} \quad \text{.....(5.3)}$$

เมื่อ Q = *อัตราการไหล*

m = *เป็นดัชนีล่าง* (Subscript) *ที่หมายถึงแบบจำลอง*

p = *เป็นดัชนีล่างที่หมายถึงต้นแบบ* (Prototype)

เนื่องจากวังน้ำวนที่ดูดอากาศจากผิวน้ำเกี่ยวข้องกับลักษณะการไหลของน้ำไปสู่ปากแตรของท่อดูด ดังนั้นจึงจำเป็นต้องนำเอาความหนืด และแรงดึงผิว ของน้ำเข้ามาพิจารณาด้วย จากผลการทดสอบแบบจำลองเป็นจำนวนมากพบว่า ถ้าเปลี่ยนค่ายกกำลัง 0.5 ในสมการที่ 5.2 มาเป็น 0.2 จะมีผลให้สามารถทำการศึกษาพฤติกรรมการเกิดวังน้ำวนดูดอากาศได้ดีกว่า

$$V_m/V_p = (L_m/L_p)^{0.2} \quad \text{.....(5.4)}$$

ดังนั้นสมการที่ 5.3 จะเปลี่ยนไปเป็น

$$Q_m/Q_p = (L_m/L_p)^{2.2} \quad \text{.....(5.5)}$$

สำหรับวังน้ำวนที่ไม่ดูดอากาศจะมีผลที่ได้จากการทดลองเอาไว้ไม่มากนัก อย่างไรก็ตามเป็นที่ทราบกันดีว่า ถ้าความเร็วในการไหลของน้ำในแบบจำลองมีค่าเท่ากับต้นแบบ ลักษณะการไหลจะคล้ายคลึงกัน นั่นคือ

$$V_m = V_p \quad \text{.....(5.6)}$$

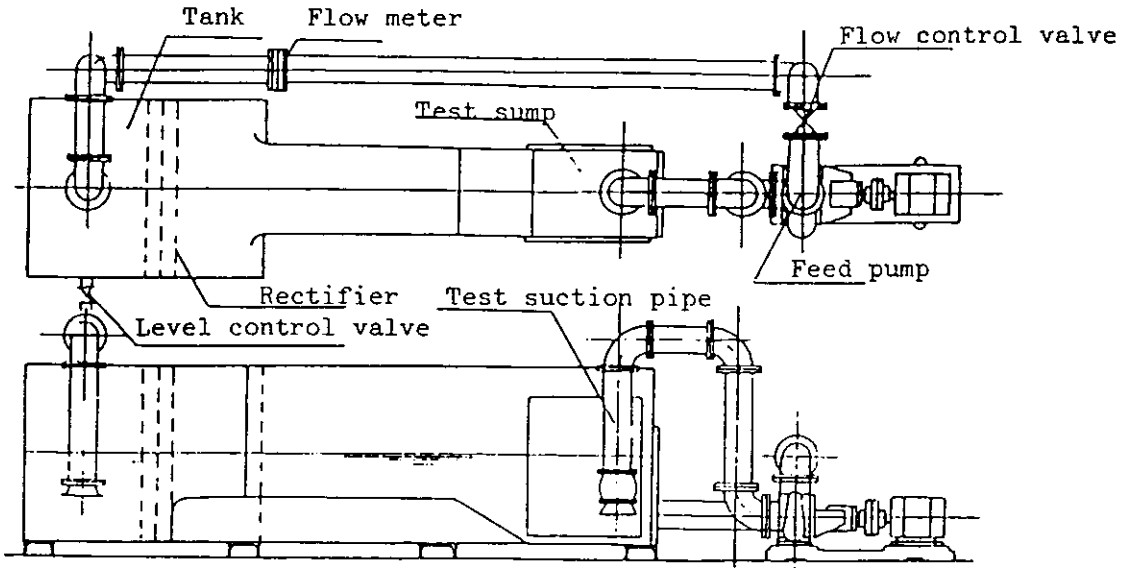
$$Q_m/Q_p = (L_m/L_p)^2 \quad \text{.....(5.7)}$$

ง. วิธีการทดสอบ

เครื่องมือที่ใช้ในการทดสอบจะต้องสามารถรักษาระดับน้ำในบ่อสูบของแบบจำลองให้คงที่ตลอดเวลาที่ทำการทดสอบ ดังนั้นจึงจำเป็นต้องใช้ปั๊มสูบน้ำหมุนเวียนดังเช่นรูปที่ 5.26 การจำลองการสูบน้ำโดยท่อดูดหรือปั๊มแบบเพลาดิ่งทำได้โดยการต่อท่อดูดของปั๊มในลักษณะกาลักน้ำ สำหรับระดับน้ำในแบบจำลองก็ควบคุมโดยวิธีปรับปริมาณน้ำในแบบจำลอง

การทดสอบหาแนวโน้มของการเกิดวังน้ำวนดูดอากาศทำโดยใช้ระดับน้ำต่ำสุดกับอัตราการสูบสูงสุดในขอบเขตการทำงานของปั๊มที่คาดว่าจะเกิดขึ้นได้ สำหรับการทดสอบวังน้ำวนที่ไม่สัมผัสกับอากาศ (Submerged Vortex) ความเร็วของกระแสน้ำจะสูง การป้องกันความปั่นป่วนบนผิวน้ำจะทำโดยปิดผิวน้ำหรือยกระดับผิวน้ำให้สูงขึ้น

เมื่อมีปั๊มหลายเครื่องทำงานร่วมกันแบบขนานแต่อาจไม่ทำงานพร้อมกันทุกเครื่อง การทดสอบเบื้องต้นจะทำเพื่อหากรณีที่มีแนวโน้มที่จะเกิดวังน้ำวนมากที่สุดก่อน หลังจากได้ข้อ



รูปที่ 5.26 เครื่องมือทดสอบแบบจำลอง

มูลเบื้องต้นแล้วจึงจะมีการทดสอบในรายละเอียดต่อไป ระยะเวลาที่ใช้ในการสังเกตแนวโน้มการเกิดวังน้ำวนสำหรับการทดสอบค่าหนึ่งไม่ควรจะน้อยกว่า 5 ถึง 10 นาที

จ. การสรุปผลการทดสอบ

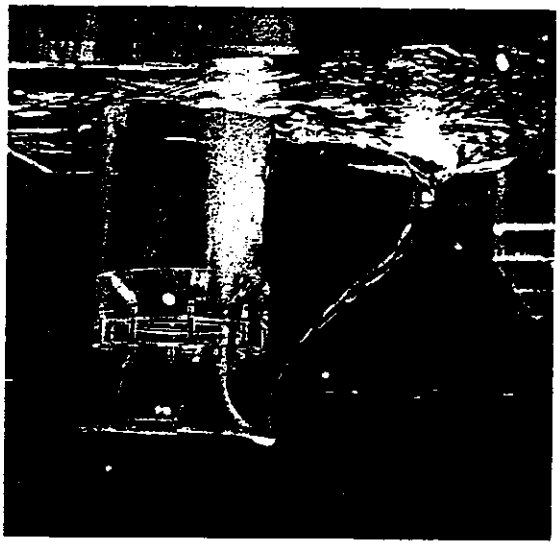
เกณฑ์ในการตัดสินว่ามีแนวโน้มที่จะเกิดวังน้ำวนดูดอากาศและจำเป็นต้องมีการแก้ไขบ่อสูบ ขึ้นอยู่กับวัตถุประสงค์ในการใช้งานของปั๊ม ในการติดตั้งปั๊มเพื่อสูบน้ำไปหล่อเย็นในโรงงานอุตสาหกรรมหรือในโรงจักรพลังความร้อน จะต้องหลีกเลี่ยงการดูดอากาศอย่างสิ้นเชิง ในงานสูบน้ำส่วนใหญ่และงานระบายน้ำ การทำงานในสภาพที่ระดับน้ำด้านดูดอยู่ต่ำสุดอาจมีโอกาสเกิดขึ้นได้น้อย ดังนั้นอาจยอมให้เกิดได้บ้างเป็นบางครั้ง อย่างไรก็ตามควรจะหลีกเลี่ยงวังวนใต้ผิวน้ำที่มีลักษณะต่อเนื่องเป็นลูกโซ่ เนื่องจากจะก่อให้เกิดความเสียหายจากการสั่นสะเทือนหรือมีเสียงดังขณะปั๊มทำงาน แนวทางในการตัดสินใจสำหรับกรณีที่เกิดวังน้ำวนได้ให้ไว้ในตารางที่ 5.1

เมื่อผลจากการทดลองแสดงให้เห็นถึงแนวโน้มของการเกิดวังน้ำวนที่ขัดต่อเกณฑ์ที่ยอมให้ หรือขัดต่อข้อตกลงในการออกแบบ ก็จะต้องมีการดัดแปลงแก้ไขให้ถูกต้องเพื่อขจัดปัญหาดังกล่าวออกไป

วังน้ำวนที่จะสร้างความเสียหายให้แก่ปั๊มโดยมีความลึกลงไปถึงปลายท่อดูดอาจเกิดขึ้นจากการไหลที่ไม่เป็นระเบียบในบริเวณรอบๆ ท่อดูด หรือเป็นผลต่อเนื่องมาจากการไหลที่ปั่นป่วนด้านต้นน้ำขณะไหลเข้ามาสู่บ่อสูบ การควบคุมมิให้เกิดการไหลในลักษณะอันไม่พึงประสงค์ดังกล่าวอาจทำได้โดยการดัดแปลงรูปทรงของกำแพงบ่อสูบ หรือเพิ่มแผงปรับทิศทางการไหล (Guide Wall) เข้าไป สำหรับการป้องกันไม่ให้เกิดการดูดอากาศหรือการไหลวนใต้น้ำที่มีเกลียวฟอง

ตารางที่ 5.1 เกณฑ์ในการพิจารณาผลการทดสอบแบบจำลอง

ชนิดของวังน้ำวน	เกณฑ์ตามลักษณะการใช้งาน	เกณฑ์ที่ยอมให้
วังน้ำวนดูดอากาศ	ไม่อนุญาตให้มีการดูดอากาศเข้าไปในท่อดูด	ผิวน้ำมีรอยบุ๋ม
	การทำงานขณะระดับน้ำต่ำสุดเกิดขึ้นไม่บ่อยนัก และยอมให้มีอากาศไหลตามน้ำเข้าไปในท่อได้บ้าง	ยอมให้ดูดอากาศได้บ้างหนึ่งถึงสองครั้งในช่วง 5 ถึง 10 นาที
น้ำวนใต้ผิวน้ำ (Submerged Vortex)	ไม่อนุญาตทุกกรณี	ไม่อนุญาตให้เกิดน้ำวนที่มีเกลียวฟองอากาศทุกกรณี



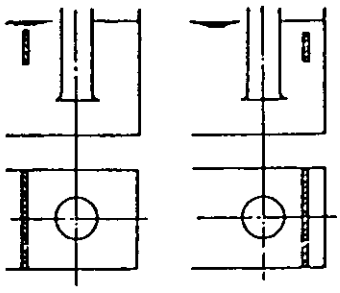
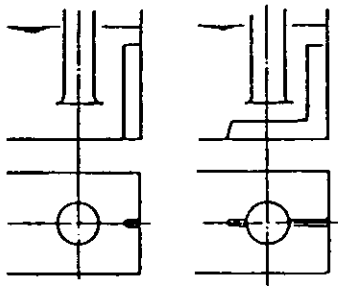
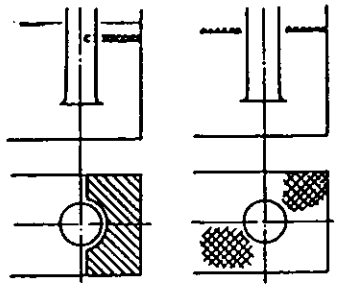
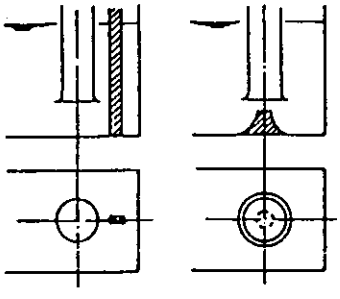
รูปที่ 5.27 ลักษณะของวังน้ำวนดูดอากาศ

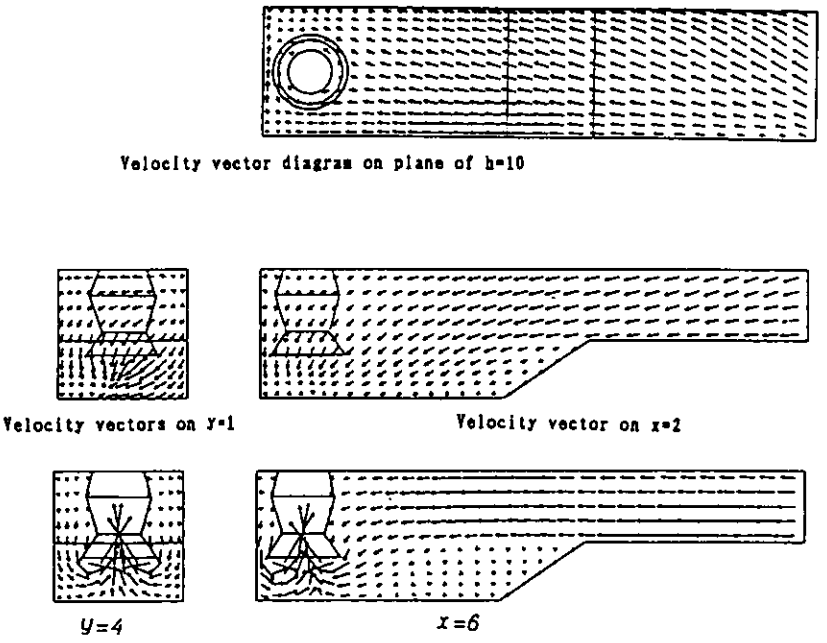
อากาศ อาจทำได้โดยการติดตั้งแผงป้องกันเพิ่มเติมเข้าไป วิธีการแก้ไขปัญหาที่เกิดขึ้นในบริเวณรอบๆ ท่อดูดที่ได้ผลได้แสดงไว้ในตารางที่ 5.2

(6) การจำลองด้วยคอมพิวเตอร์

สำหรับการวิเคราะห์เบื้องต้นเพื่อหาลักษณะการไหลเข้ามาสู่บ่อสูบและการไหลภายในบ่อสูบ อาจทำได้โดยการใช้แบบจำลองคอมพิวเตอร์ ซึ่งมีซอฟแวร์ที่พัฒนาขึ้นจากวิธีการคำนวณทางพลศาสตร์ของของเหลว (Fluid Dynamics) การจำลองด้วยคอมพิวเตอร์จะช่วยให้เห็นรูป

ตารางที่ 5.2 วิธีป้องกันวังน้ำวน

ลักษณะของปัญหา	รูปแสดงวิธีการป้องกัน	หมายเหตุ
เกิดวังน้ำวนที่ผิวน้ำด้านท้ายของท่อดูด		วิธีนี้ใช้ได้ผลดีในการกำจัดการไหลของกระแสน้ำที่แยกออกจากกันบริเวณด้านหลังท่อดูดจนทำให้เกิดการปั่นป่วนในบริเวณดังกล่าว
วังน้ำวนใต้ผิวน้ำหมุนไปรอบๆ ปากแตรของท่อดูด		ได้ผลดีในการป้องกันการหมุนของน้ำวนรอบๆ ปากแตรและป้องกันไม่ให้เกิดวังน้ำวน
วังน้ำวนดูดอากาศจากผิวน้ำ		ช่วยให้สามารถลดความลึกของปลายท่อดูดจากผิวน้ำลงได้อีกโดยไม่เกิดการดูดอากาศเข้าไปในท่อ
ความนิ่งของน้ำด้านหลังท่อก่อให้เกิดวังน้ำวนใต้ผิวน้ำ		ได้ผลดีในการกำจัดวังน้ำวนใต้ผิวน้ำ



รูปที่ 5.28 ตัวอย่างรูปลักษณะการไหลในบ่อสูบที่ได้จากแบบจำลองคอมพิวเตอร์

ลักษณะการไหล และสามารถตรวจสอบแนวโน้มที่จะเกิดวังน้ำวน รวมทั้งการเลือกวิธีการป้องกันที่ได้ผล

รูปที่ 5.28 แสดงให้เห็นถึงตัวอย่างรูปลักษณะการไหลที่ทำขึ้นโดยแบบจำลองคอมพิวเตอร์ ขนาดและทิศทางของความเร็วในการไหลแสดงโดยลูกศร

เนื่องจากการจำลองดังกล่าวยังมีขีดจำกัดในเรื่องของจำนวนจุดตัดของตารางที่ใช้ในการคำนวณทั้งสามมิติและความไม่สมบูรณ์ในการจำลองการไหลของของเหลว ดังนั้นในกรณีที่เกิดความไม่แน่ใจในรูปลักษณะและพฤติกรรมในการไหล แบบจำลองทางกายภาพจะเป็นสิ่งที่จะสร้างความชัดเจนและความมั่นใจให้กับผู้ออกแบบได้ดีกว่า

5.4 การออกแบบทางด้านจ่าย

น้ำที่สูบขึ้นมาจะถูกส่งผ่านท่อไปสู่บ่อรับน้ำซึ่งอาจจะอยู่ห่างไกลออกไปจากโรงสูบหรืออยู่ในบริเวณเดียวกันก็ได้

(1) การออกแบบท่อส่ง

สำหรับการส่งน้ำไปสู่จุดหมายซึ่งมีระยะทางห่างไกล การเลือกขนาดท่อจะทำโดยการวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์ซึ่งรวมเอาค่าลงทุนของปั๊มและอุปกรณ์ และค่าดำเนินการสูบเข้ามาพิจารณาด้วย โดยทั่วๆ ไปความเร็วในการไหลของน้ำในท่อจะกำหนดให้อยู่ระหว่าง 1.0 ถึง 2.0

เมตรต่อวินาทีสำหรับท่อขนาดเล็ก และ 2.0 ถึง 3.0 เมตรต่อวินาทีสำหรับการติดตั้งที่ใช้กับปั๊มขนาดใหญ่

ถ้าระยะทางในการส่งน้ำสั้น การสูญเสียเฮดเนื่องจากความฝืดจะมีค่าน้อยเมื่อเทียบกับเฮดสถิตย์ ขนาดของท่อส่งจะเลือกโดยให้มีขนาดเดียวกันกับหน้าจานของปั๊ม อย่างไรก็ตาม ที่ปลายท่อมักจะกำหนดให้มีขนาดใหญ่ขึ้นโดยทำให้ความเร็วในการไหลออกจากปลายท่อไม่เกิน 2.0 เมตรต่อวินาทีเพื่อลดการสูญเสียเฮด

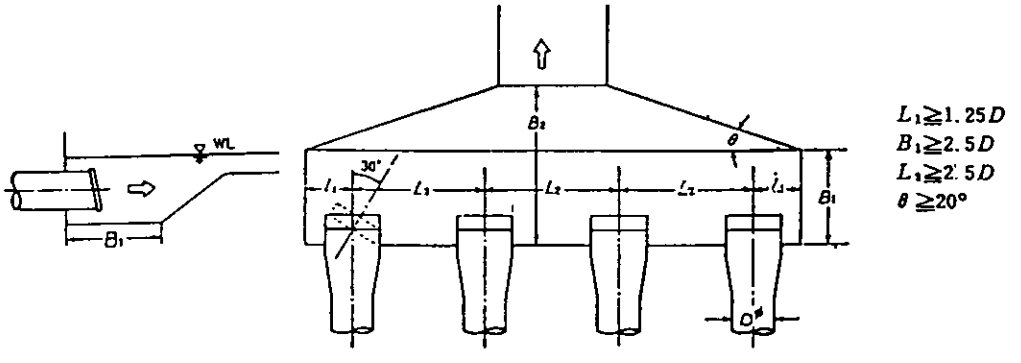
(2) บ่อรับน้ำ

ขนาดและรูปร่างของบ่อรับน้ำจะต้องออกแบบให้สามารถรองรับน้ำที่พุ่งออกจากปลายท่อได้อย่างนุ่มนวลโดยไม่เกิดการปั่นป่วนจนเกินไป การเปลี่ยนแปลงทิศทางการไหลอย่างฉับพลันควรจะกระทำต่อเมื่อความเร็วในการไหลในบ่อลดลงเหลือไม่เกิน 0.5 เมตรต่อวินาทีแล้วเท่านั้น ปลายท่อควรจะจมอยู่ใต้น้ำในขณะที่มีระดับน้ำต่ำสุด โดยเฉพาะอย่างยิ่งเมื่อปั๊มที่ใช้เป็นแบบเฮดต่ำและติดตั้งอยู่เหนือระดับน้ำทางด้านดูดซึ่งทำให้มีความจำเป็นต้องล่อน้ำก่อนเดินเครื่องทุกครั้ง

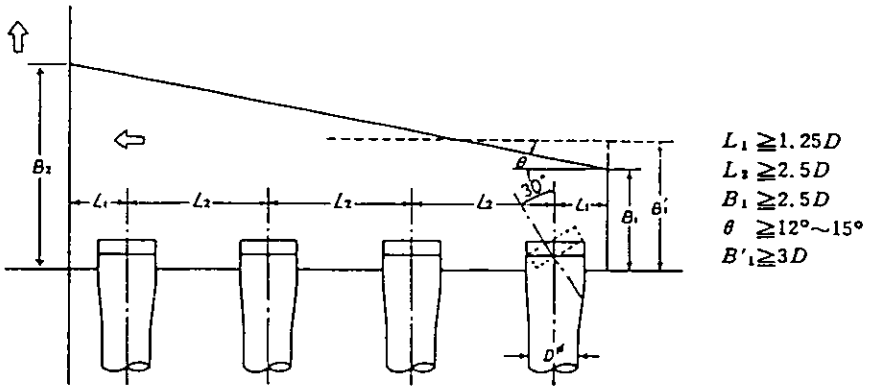
ปั๊มแบบเฮดต่ำซึ่งมีท่อส่งเป็นอิสระจะต้องจัดให้มีวาล์วบานกระดก (Flap Valve) ติดตั้งไว้ที่ปลายท่อ รูปร่างของบ่อรับน้ำจะต้องไม่ก่อให้เกิดคลื่นที่โถมย้อนกลับจากกำแพงบ่อรับน้ำมารบกวนการทำงานของวาล์วบานกระดก

รูปร่างลักษณะของบ่อรับน้ำที่มีคลองส่งน้ำเชื่อมต่อจากกึ่งกลางบ่อซึ่งเป็นแบบที่ใช้กันทั่วๆ ไปแสดงไว้ในรูปที่ 5.29 รูปที่ 5.30 เป็นรูปแบบซึ่งการไหลออกจากบ่ออยู่ทางด้านข้าง ความเร็วเฉลี่ยของการไหลในบ่อรับน้ำไม่ควรมีค่าเกินกว่า 0.50 เมตรต่อวินาที

ในทั้งสองกรณีที่กล่าวข้างต้น ถ้าปลายท่ออยู่ใกล้กับผนังของบ่อมาก กล่าวคือระยะห่างน้อยกว่าค่า B_1 ก็อาจจำเป็นต้องจัดมุมของปลายท่อเสียใหม่ดังที่แสดงไว้ด้วยเส้นประในรูปที่ 5.30



รูปที่ 5.29 ลักษณะของบ่อรับน้ำแบบที่ 1



รูปที่ 5.30 ลักษณะของบ่อรับน้ำแบบที่ 2

5.5 การควบคุมตะกอนทราย

(1) ปัญหาตะกอนในงานสูบน้ำ

ในการสูบน้ำจากแหล่งน้ำหรือคลองระบายมักจะมีทรายหรือตะกอนทรายติดมาด้วยอยู่เสมอ ถ้ามีปริมาณมากก็จำเป็นต้องมีมาตรการกำจัดหรือป้องกันเพราะอาจทำให้ท่อหรือร่องนำน้ำเข้ามาสู่บ่อสูบอุดตัน หรือทรายที่ติดมากับน้ำขัดสีกับใบพัดและชิ้นส่วนภายในเรือนปั๊ม ทำให้อุปกรณ์ภายในสึกกร่อนและเสียหายได้

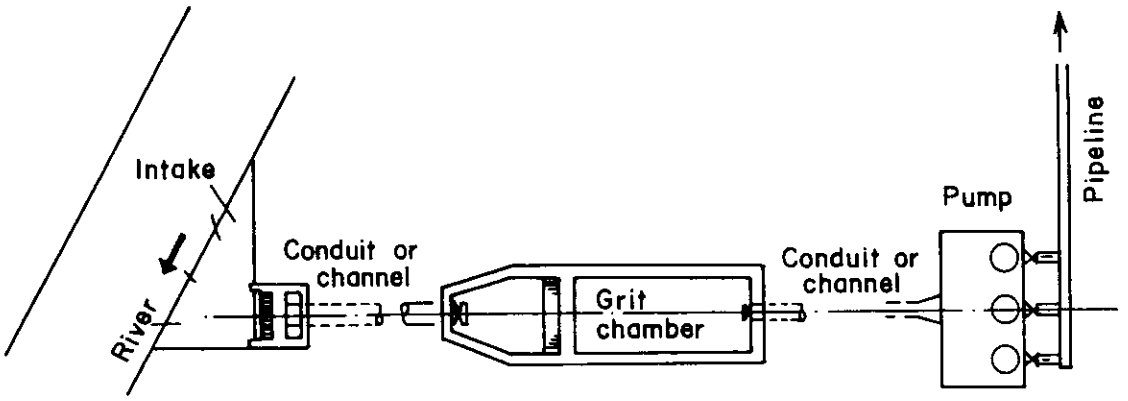
ความจำเป็นในการจัดให้มีมาตรการป้องกันจะขึ้นอยู่กับคุณสมบัติของตะกอนและลักษณะการรับน้ำจากแหล่งน้ำเข้ามาสู่บ่อสูบ อย่างไรก็ตาม ถ้าหากน้ำที่ต้องสูบมีปริมาณตะกอน 10 ถึง 50 ส่วนต่อล้านส่วน (0.01 ถึง 0.05 ลบ.เมตรต่อ 1,000 ลบ.เมตร) ก็จำเป็นต้องมีอาคารและเครื่องมือที่ใช้ควบคุมปริมาณตะกอน ดังเช่นที่ถือปฏิบัติกันในงานสูบน้ำดิบเพื่อการประปาและงานกำจัดน้ำเสียหรืองานระบายน้ำฝน เป็นต้น

วิธีที่นิยมใช้กันทั่วๆ ไปเป็นการจัดให้มีห้องหรือบ่อดักตะกอนเพื่อให้ตะกอนแขวนลอยตกจมลงก่อนไปถึงบ่อสูบ ดังรูปที่ 5.31 ตะกอนซึ่งตกจมอยู่ในบ่อก็จะถูกขุดลอกหรือกำจัดออกเป็นครั้งคราวเมื่อมีปริมาณมากขึ้น

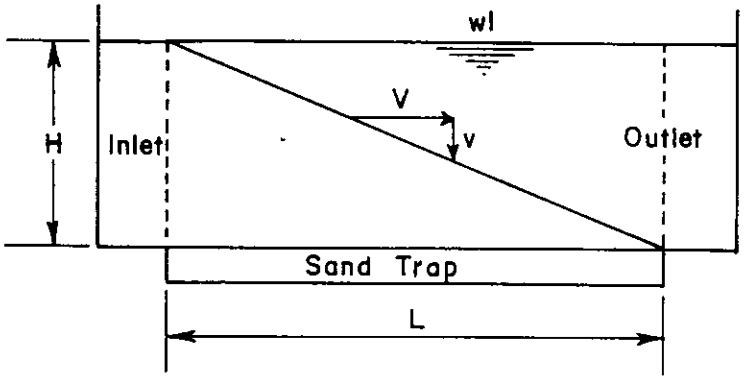
เนื่องจากข้อจำกัดในเรื่องราคาค่าก่อสร้าง ระบบควบคุมตะกอนทรายอาจจะแพงเกินไปสำหรับงานสูบน้ำบางชนิด อย่างไรก็ตามปัญหาเลวร้ายอันเนื่องมาจากตะกอนสามารถทำให้ลดน้อยลงได้โดยการออกแบบทางรับน้ำเข้าที่เหมาะสมดังที่ได้อธิบายไว้ในหัวข้อที่ 2.3 และโดยการกำหนดให้ความเร็วในการไหลเข้ามาสู่บ่อสูบมีค่าต่ำ การจัดให้มีกำแพงป้องกันทรายที่ธรณีปากทางรับน้ำเข้าเป็นอีกวิธีที่ได้ผลในการป้องกันระยะสั้นที่จะไม่ให้ทรายเข้ามาสู่บ่อสูบ

(2) หลักการป้องกัน

ความเร็วในการตกจมของตะกอนแขวนลอยในบ่อดักตะกอนหรืออุปกรณ์ควบคุมตะ-



รูปที่ 5.31 รูปแบบทางรับน้ำพร้อมบ่อดักตะกอนก่อนเข้าสู่บ่อสูบ



รูปที่ 5.32 อัตราการตกจมของตะกอน

กอนอย่างอื่นที่คล้ายคลึงกัน จะเป็นไปตามความสัมพันธ์ซึ่งได้แสดงไว้ในรูปที่ 5.32 และสมการ

$$v = \frac{V \cdot H}{L} \qquad \text{.....(5.8)}$$

โดย v = *ความเร็วในการตกจมของตะกอน* (m/s)

V = *ความเร็วเฉลี่ยในการไหลของน้ำ* (m/s)

H = *ความลึกของน้ำในบ่อดักตะกอน* (m)

L = *ความยาวของบ่อดักตะกอน* (m)

ความเร็วเฉลี่ยในการไหลของน้ำในบ่อดักตะกอนหาได้จากสมการ

$$V = \frac{Q}{W \cdot H} \qquad \text{.....(5.9)}$$

โดย Q = *อัตราการไหล* (m^3/s)

W = *ความกว้างของบ่อดักตะกอน* (m)

จากสมการที่ (5.8) และ (5.9)

$$v = \frac{Q}{L \cdot W} \qquad \text{..... (5.10)}$$

ซึ่งจะเห็นได้ว่า ความเร็วในการตกจมของตะกอนจะเป็นสัดส่วนโดยตรงกับพื้นที่ของบ่อ และจะไม่เกี่ยวข้องกับความลึกของน้ำ สมการที่ (5.10) นี้อาจจะให้ความหมายได้ว่า เป็นปริมาตรของน้ำเป็นลูกบาศก์เมตรที่จะยอมให้ไหลผ่านบ่อดักตะกอนซึ่งมีพื้นที่ 1 ตารางเมตร โดยตะกอนซึ่งมีอัตราการตกจมสูงกว่า v จะถูกดักเก็บไว้ในบ่อหรืออาจเรียกสั้นๆ ได้ว่าเป็น**ภาระในการรับตะกอนของบ่อ** และมักจะกำหนดให้มีหน่วยเป็น ลบ.เมตรต่อ ตร.เมตรต่อวัน (m^3/m^2- day)

ความเร็วในการตกตะกอนจะขึ้นอยู่กับขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางและน้ำหนักจำเพาะของมัน ดังเช่นที่แสดงไว้ในตารางที่ 5.3 จากตารางถ้าจำเป็นจะต้องมีการควบคุมให้ทราย (ความถ่วงจำเพาะ 2.65) ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางยาวกว่า 0.2 มิลลิเมตรตกจมในบ่อดักตะกอน จะได้ว่าภาระในการรับตะกอนของบ่อจะเท่ากับ 0.021 (m/s) x (3600 s/h) x 24 (h) = 1,800 m^3/m^2- day หรือจะยอมให้น้ำไหลผ่านบ่อไปได้ไม่เกิน 1,800 ลบ.เมตรต่อวัน ต่อพื้นที่บ่อดักตะกอน 1 ตารางเมตรซึ่งเป็นตัวเลขที่มักจะให้ใช้กับงานกำจัดน้ำเสีย ขนาดของพื้นที่ดักตะกอนจะหาได้จากสมการ

$$L \cdot W = \frac{Q}{v} \qquad \text{..... (5.11)}$$

ตารางที่ 5.3 ความเร็วในการตกจมของอนุภาคตะกอนซึ่งมีความถ่วงจำเพาะ 2.65

d (mm)	v (mm/s)	d (mm)	v (mm/s)	d (mm)	v (mm/s)
1.00	100	0.20	21.0	0.04	1.10
0.90	92	0.15	15.0	0.03	0.62
0.80	83	0.10	7.4	0.02	0.23
0.70	72	0.09	5.6	0.015	0.155
0.60	63	0.08	4.8	0.010	0.069
0.50	53	0.07	3.7	0.008	0.044
0.40	42	0.06	2.5	0.005	0.017
0.30	32	0.05	1.7	0.002	0.0028

หมายเหตุ: d = ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของอนุภาคตะกอน; v = ความเร็วในการตกจม

ค่าความเร็ววิกฤติ (Critical Velocity) ที่จะทำให้ตะกอนตกจมไปสู่ก้นบ่อคำนวณได้จาก

$$V_c = \sqrt{(8\beta/f)\, g\, (S-1)\, d} \qquad \text{..... (5.12)}$$

โดย V_c = *ความเร็ววิกฤติ* (m/s)

f = *ค่าความเสียดทาน* = 0.003

β = *ค่าคงที่* = 0.06

S = *น้ำหนักจำเพาะของตะกอน* (kgf/ℓ)

d = *ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของตะกอน*

สำหรับตะกอนขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 0.2 มิลลิเมตรซึ่งมีความถ่วงจำเพาะ 2.65 ความเร็ววิกฤติจะมีค่าประมาณ 0.23 ดังนั้นในทางปฏิบัติจะกำหนดให้ความเร็วเฉลี่ยในการไหลของน้ำในบ่อดักตะกอนต่ำกว่า 0.2 ถึง 0.3 เมตร ต่อวินาที

จากข้อมูลที่ได้จากประสบการณ์ จะกำหนดระยะเวลาที่ให้ตะกอนแขวนลอยตกจมในบ่อให้มีค่าไม่น้อยกว่า 30 ถึง 60 วินาที ความลึกของบ่อจะหาได้จาก

$$H = T \cdot v \qquad \text{..... (5.13)}$$

โดย T = *ระยะเวลาแขวนลอยของตะกอน*

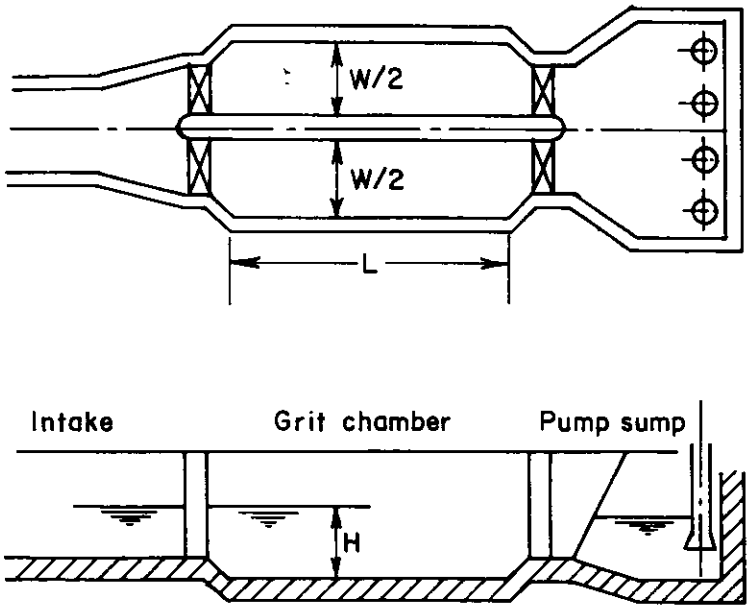
และเนื่องจากความลึกของบ่อดักตะกอนจะขึ้นอยู่กับระดับน้ำทางด้านดูดของบ่อสูบด้วย ความเร็วเฉลี่ยของการไหลในบ่อดักตะกอน V จะต้องมีค่าไม่เกินความเร็ววิกฤติ V_c ที่ระดับน้ำต่ำสุดที่กำหนดเพื่อออกแบบ

(3) รูปแบบของบ่อดักตะกอน

เมื่อบ่อดักตะกอนอยู่ติดกับบ่อสูบทางด้านเหนือน้ำ น้ำที่ไหลเข้ามาสู่บ่อดักตะกอนจะต้องเป็นการไหลที่สมมาตร (Symmetry) กับเส้นกึ่งกลางตามแนวยาวของบ่อ เพื่อให้เกิดการไหลที่สม่ำเสมอ อันจะเป็นผลให้การตกจมของตะกอนเป็นไปอย่างมีประสิทธิภาพ และเพื่อที่จะให้สามารถทำการกำจัดตะกอนในบ่อออกไปได้โดยไม่ต้องหยุดการทำงานของปั๊ม บ่อดักตะกอนอาจจะแบ่งออกเป็นสองส่วนดังแสดงไว้ในรูปที่ (5.33) โดยวิธีนี้การกำจัดตะกอนจะทำทีละส่วน ส่วนที่ไม่ได้ถูกปิดเพื่อกำจัดตะกอนก็จะใช้งานต่อไปตามปกติ

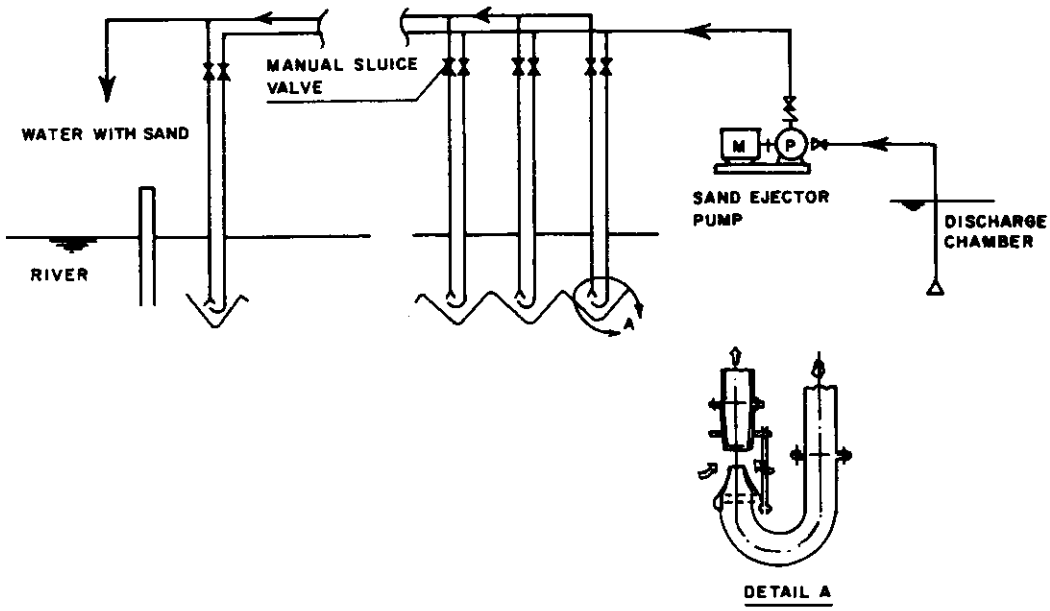
ปกติบ่อดักตะกอนจะเป็นอาคารคอนกรีตที่จัดให้มีที่ว่างสำหรับตะกอนมาตกจมและสะสมกันอยู่ ความลึกของส่วนที่เป็นที่เก็บตะกอนจะมีค่าประมาณ 0.1 ถึง 0.3 เท่าของความลึกใช้การของบ่อ ผนังบ่อจะต้องสูงกว่าระดับน้ำสูงสุด การออกแบบบ่อจำเป็นต้องคำนึงถึงแรงดันของน้ำให้อาคารลอยตัว เมื่อจำเป็นต้องปิดและสูบน้ำออกจากส่วนใดส่วนหนึ่งของบ่อเพื่อกำจัดตะกอน

ควรจะจัดให้มีอุปกรณ์สำหรับรวบรวมและกำจัดตะกอนออกจากบ่อ อุปกรณ์ดังกล่าว



รูปที่ 5.33 รูปแบบของบ่อดักตะกอน

อาจเป็นปุ้งกี๋ที่ติดตั้งกับเครื่องทุ่นแรงซึ่งมีอยู่หลายชนิด หรือเป็นปั๊มดูดทรายแบบเคลื่อนที่ได้ ถ้าไม่มีกรวดทรายขนาดใหญ่อยู่ ถ้าในบ่อมีเฉพาะตะกอนละเอียดก็อาจจะใช้ระบบปั๊มเป่าทรายออกดังแสดงไว้ในรูปที่ 5.34



รูปที่ 5.34 ระบบปั๊มเป่าทราย (Sand Ejector) ซึ่งใช้กำจัดตะกอนละเอียดออกจากบ่อดัก

5.6 การกำจัดขยะที่ลอยมากับน้ำ

ที่อาคารรับน้ำจากแหล่งน้ำเข้ามาสู่บ่อสูบ มักจะมีขยะและวัชพืชลอยเข้ามาอยู่เสมอ ดังนั้นจึงจำเป็นต้องมีการป้องกันก่อนที่มันจะเข้าไปอุดตันและทำความเสียหายให้แก่ปั๊ม การจัดให้มีตะแกรงกันขยะติดตั้งอยู่หน้าประตูซึ่งรับน้ำจากแหล่งน้ำเปิดถือว่าเป็นความจำเป็น

เมื่อคาดว่าจะมีปริมาณขยะมากเกินกว่าที่จะเก็บรวบรวมไปทิ้งโดยใช้แรงงาน ก็จะต้องติดตั้งเครื่องเก็บขยะไว้หน้าตะแกรงเพื่อมิให้มันเป็นสิ่งปิดกั้นการไหลไปสู่บ่อสูบจนทำให้ระดับน้ำในบ่อลดลงมากเกินไป

ถ้าจะมีการก่อสร้างบ่อดักตะกอน ตะแกรงกันขยะและเครื่องเก็บขยะจะติดตั้งไว้หน้าบ่อดักตะกอน

ความเร็วของน้ำที่ไหลผ่านตะแกรงกันขยะจะกำหนดให้มีค่าไม่เกิน 0.30 เมตรต่อวินาทีเมื่อเป็นการเก็บโดยใช้แรงงาน และ 0.50 เมตรต่อวินาทีเมื่อเป็นการใช้เครื่องเก็บ ความเร็วดังกล่าวคำนวณจากอัตราการสูบที่ใช้ออกแบบ

(1) ตะแกรงกันขยะ

เพื่อให้สะดวกต่อการใช้แรงงานคราดขยะขึ้นมาเก็บ ตะแกรงกันขยะมักจะทำด้วยเหล็กเส้นแบนจัดวางในแนวทำมุม 45 ถึง 75 องศากับพื้นราบ ตะแกรงจะต้องมีความแข็งแรงพอที่จะรับแรงดันของน้ำ การเสริมความแข็งแรงของตะแกรงทำโดยใช้คานวางขวางในแนวราบด้านหลังของตะแกรง ขนาดของช่องเปิดจะต้องออกแบบให้มีค่าการเสียเฮดขณะน้ำไหลผ่านสูงสุดไม่เกิน 0.6 ถึง 1.0 เมตร และการแอ่นตัวของเหล็กตะแกรงจะกำหนดให้มีค่าสูงสุดไม่เกิน 1/600 ถึง 1/800 ของความกว้างหรือระยะทางระหว่างจุดรับน้ำหนักของเหล็กตะแกรงนั้น

ขนาดช่องเปิดของตะแกรงจะเลือกกำหนดตามขนาดของปั๊มซึ่งติดตั้งอยู่ทางด้านท้ายน้ำของตะแกรงนั้น ซึ่งโดยทั่วๆ ไปจะอยู่ในช่วง 1/15 ถึง 1/30 ของขนาดปั๊ม ขนาดมาตรฐานของช่องเปิดสำหรับปั๊มขนาดต่างๆ จะดูได้จากตารางที่ 5.4 ความกว้างของแผงตะแกรงจะเลือกให้มีขนาดไม่เกิน 5 ถึง 6 เมตร โดยกำหนดให้ตรงกับระยะห่างที่ใช้ติดตั้งปั๊มเฮดต่ำ สำหรับปั๊มขนาดโตกว่า 1,800 ถึง 2,000 มิลลิเมตร อาจจะกำหนดให้มีตะแกรงกันขยะ 2 แผงต่อปั๊มหนึ่งเครื่อง

(2) เครื่องเก็บขยะ

ชนิดและขีดความสามารถของเครื่องเก็บขยะจะต้องเหมาะสมกับชนิดและปริมาณขยะซึ่งจะผันแปรไปตามสภาพของท้องที่ ปริมาณขยะที่ต้องเก็บจะเป็นสัดส่วนโดยตรงกับอัตราการสูบรวมทั้งหมดของโรงสูบน้ำนั้น ปริมาณขยะดังกล่าวสามารถประมาณได้โดยใช้สมการ

$$V = K \cdot Q \qquad \text{..... (5.14)}$$

ตารางที่ 5.4 ขนาดช่องเปิดสุทธิของตะแกรงกันขยะ

ขนาดของปั๊ม (มม.)	ขนาดช่องเปิด (มม.)	ขนาดของปั๊ม (มม.)	ขนาดช่องเปิด (มม)	ขนาดของปั๊ม (มม.)	ขนาดช่องเปิด (มม.)
200	20	700	30	1,650	60
250	20	800	30	1,800	70
300	20	90	40	2,000	70
350	25	1,000	40	2,200	75
400	25	1,200	50	2,400	75
500	25	1,350	50	2,600	80
600	30	1,500	60	2,800	90

โดย V = *ปริมาตรของขยะที่ต้องเก็บ* ลบ.เมตร/ชั่วโมง

K = *ค่าคงที่ซึ่งอยู่ระหว่าง 0.05 ถึง 0.25*

Q = *อัตราการสูบรวม* ลบ.เมตร/วินาที

ค่า K ที่สูงจะใช้กับงานระบายน้ำเพื่อป้องกันน้ำท่วมซึ่งจะมีปริมาณขยะที่ลอยมากับน้ำมาก ส่วนค่าที่น้อยกว่าจะใช้กับงานสูบน้ำจากแม่น้ำหรือทะเลสาบเพื่อการประปาและการชลประทาน

ในการเลือกชนิดของเครื่องเก็บขยะ นอกเหนือจากปริมาณขยะแล้วยังจะต้องคำนึงถึงชนิดและรูปทรงของขยะด้วย ขยะที่ลอยติดกันมาเป็นแพบางครั้งอาจมีน้ำหนัก 200 ถึง 300 กิโลกรัม และกว้างเกินกว่า 1 เมตร ขยะประเภทวัชพืช เช่น ผักตบชวาจะลอยอยู่บนผิวน้ำซึ่งพบทั่วไปในแหล่งน้ำเขตร้อน แต่ขยะซึ่งประกอบด้วยอินทรีย์วัตถุที่เน่าเปื่อย และขยะจากตัวเมืองมักจะแขวนลอยอยู่ในน้ำ และเลื่อนไหลไปตามพื้นท้องน้ำ เป็นต้น

เครื่องเก็บขยะหน้าตะแกรงที่มีใช้กันอยู่อาจแบ่งออกได้เป็น 2 กลุ่มคือ กลุ่มที่ติดอยู่กับที่ที่หน้าตะแกรงแต่ละแผง และกลุ่มที่สามารถเคลื่อนย้ายหมุนเวียนจากตะแกรงแผงหนึ่งไปสู่อีกแผงหนึ่งได้ ถ้าขยะที่ต้องเก็บมีปริมาณมากควรจะใช้เครื่องเก็บขยะแบบติดอยู่กับที่ ตัวอย่างเครื่องเก็บขยะมีดังนี้ คือ

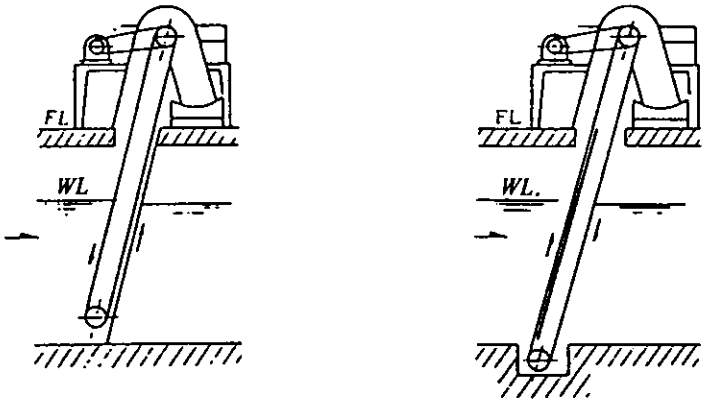
ก. แบบโซ่สายพาน (Endless Rotary Chain Type)

เป็นแบบซึ่งติดตั้งคราดกับโซ่ซึ่งหมุนรอบโครงทั้งสองด้านในแนวดิ่ง คราดจะเคลื่อนที่และกวาดขยะขึ้นมาจากหน้าตะแกรง การหมุนของโซ่อาจมีได้สองทิศทาง กล่าวคือ แบบที่คราดเคลื่อนที่ลงด้านเหนือน้ำ และเคลื่อนที่ขึ้นทางด้านท้ายน้ำแต่อยู่หน้าตะแกรง สำหรับอีกแบบหนึ่งคราด

จะเคลื่อนที่ลงทางด้านท้ายน้ำของตะแกรง ดังรูปที่ 5.35 ทั้งด้านบนและด้านล่างของเครื่องเก็บขยะจะมีล้อเฟืองติดตั้งอยู่เพื่อบังคับให้โซ่ไปดึงคราด ให้กวาดขยะหน้าตะแกรงขึ้นมา เนื่องจากข้อจำกัดทางโครงสร้าง เครื่องเก็บแบบนี้จะเหมาะกับงานที่ขยะมีขนาดเล็กและมีปริมาณไม่มาก เช่น ในงานสูบน้ำเพื่อกำจัดน้ำเสีย เป็นต้น

ข. แบบสายพานงานหนัก (Heavy Duty Rotary Type)

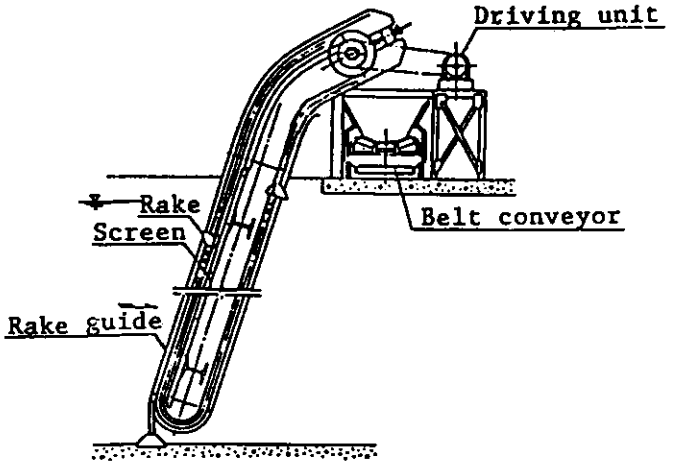
เป็นแบบซึ่งใช้กับขยะหยาบ คราดขนาดใหญ่ซึ่งขับเคลื่อนโดยโซ่สายพานจะเดินไปตามรางบังคับซึ่งติดตั้งอยู่ทางด้านข้างทั้งสองด้าน คราดจะหมุนจากด้านหลังของตะแกรงมาสู่ด้านหน้า



ก. คราดเก็บขยะแล้วหมุนลงทางด้านเหนือน้ำ

ข. คราดเก็บขยะแล้วหมุนลงด้านท้ายน้ำ

รูปที่ 5.35 เครื่องเก็บขยะแบบโซ่สายพาน



รูปที่ 5.36 เครื่องเก็บขยะแบบสายพานงานหนัก

ผ่านปลายด้านล่างที่พื้นท้องน้ำ ดังนั้นมันจะมีประสิทธิภาพในการเก็บขยะจากพื้นท้องน้ำขึ้นมาถึงผิวน้ำ ที่พื้นท้องน้ำด้านหน้าสายพานจะมีตะแกรงอีกชุดหนึ่งทำหน้าที่ป้องกันไม่ให้ขยะหลุดผ่านช่องว่างขณะตัวคราดหมุนมาสู่ด้านหน้า เครื่องเก็บขยะแบบนี้เป็นแบบที่เชื่อถือได้และเหมาะกับงานเก็บขยะหยาบเป็นปริมาณมากๆ ซึ่งจะพบได้ในงานระบายน้ำเพื่อป้องกันน้ำท่วม

ค. แบบคราดขึ้น-ลง (Reciprocating Rake Type)

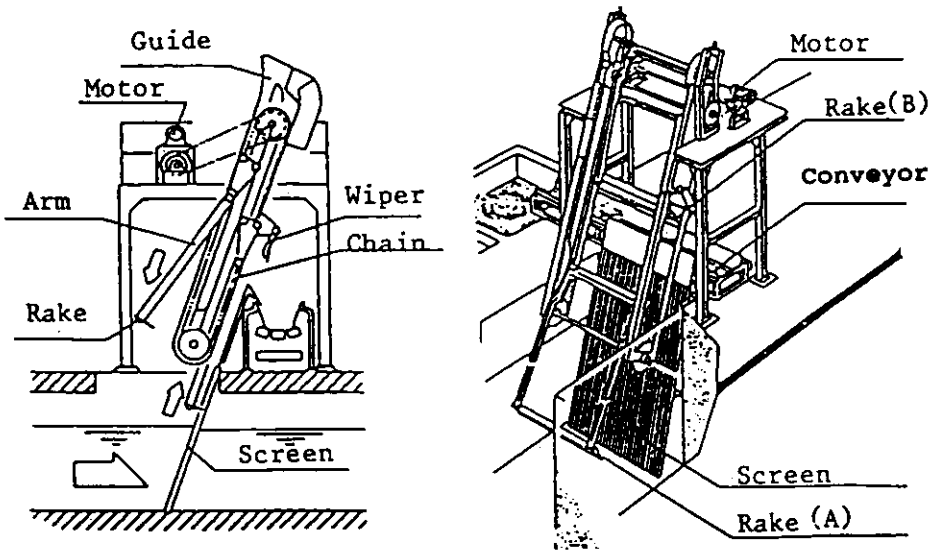
การเคลื่อนที่ขึ้นลงของคราดอาจทำโดยใช้สายพาน หรือกระบอกไฮดรอลิคที่ติดตั้งอยู่เหนือระดับน้ำ ดังรูปที่ 5.37 เนื่องจากว่าตัวคราดจะกวาดขยะเข้ามาสู่หน้าตะแกรงแล้วกวาดขึ้นเพื่อทำการเก็บ ขนาดของขยะที่จะเก็บได้จะถูกจำกัดโดยขนาดของคราดเอง

ง. แบบตะแกรงเคลื่อนที่ (Travelling Screen)

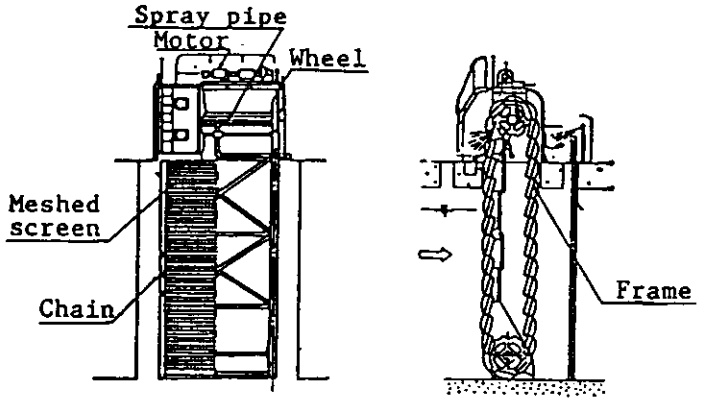
เครื่องเก็บขยะแบบนี้จะประกอบด้วยลวดตะแกรงซึ่งแบ่งออกเป็นส่วนๆ ในแนวราบและติดตั้งบนโซ่สายพานทั้งสองด้าน เป็นแบบที่เหมาะกับการเก็บขยะละเอียดให้หมดไปอย่างสิ้นเชิง โดยขยะหยาบจะถูกเก็บไปก่อนหน้านี้แล้ว เช่น เพื่อใช้กับงานให้น้ำแบบสปริงเกอร์ เป็นต้น ขยะที่ติดอยู่ที่ลวดตะแกรงจะถูกกำจัดออกไปโดยการใช้น้ำฉีด ลักษณะของเครื่องเก็บขยะแบบนี้แสดงไว้ในรูปที่ 5.38

จ. แบบคราดซึ่งทำงานโดยลวดสลิง (Wire Rope Operated Rake)

คราดซึ่งติดตั้งไว้บนลูกล้อจะเคลื่อนที่ตามรางขึ้นลงหน้าตะแกรง ล้อซึ่งอยู่ในรางจะถูกดึงไว้โดยลวดสลิงและกว้าน เมื่ออุปกรณ์ทั้งชุดติดตั้งบนยานพาหนะที่เคลื่อนย้ายได้ ก็จะสามารถ



รูปที่ 5.37 เครื่องเก็บขยะแบบคราดขึ้น-ลง



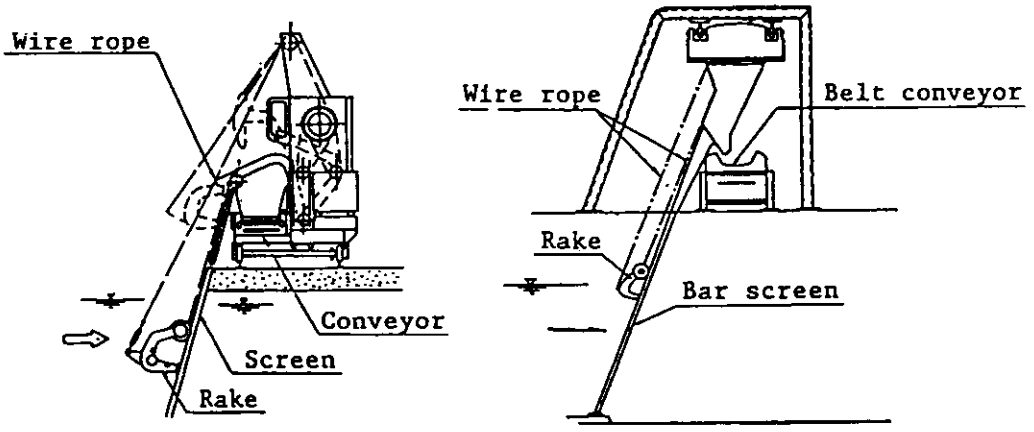
รูปที่ 5.38 เครื่องเก็บขยะแบบตะแกรงเคลื่อนที่

ย้ายไปทำงานได้หลายแห่ง เครื่องเก็บขยะแบบนี้เหมาะสำหรับงานที่ขยะไม่มากและต้องเก็บเป็นครั้งคราวเท่านั้น รูปร่างลักษณะของเครื่องเก็บขยะแบบนี้แสดงไว้ในรูปที่ 5.39

(3) เครื่องลำเลียงขยะ

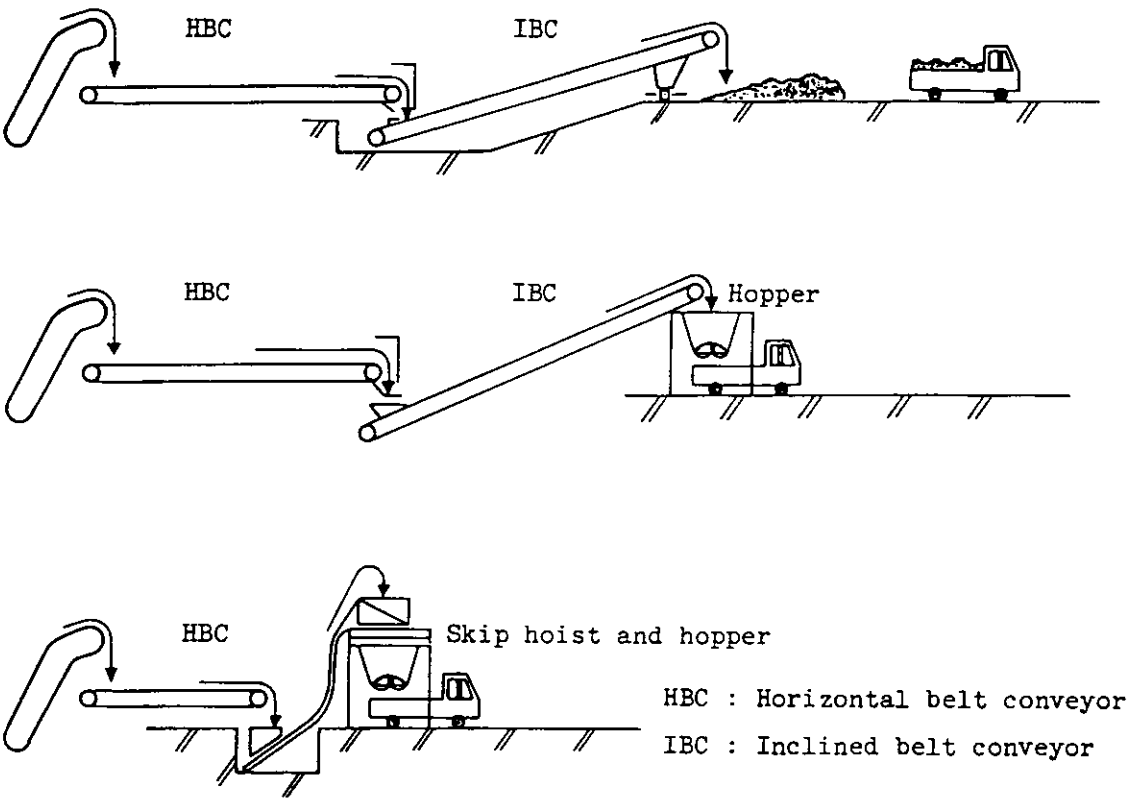
ขยะที่เก็บออกจากตะแกรงจะต้องถูกขนย้ายออกไปจากบริเวณโรงสูบด้วยยานพาหนะ เมื่อมีการใช้เครื่องเก็บขยะก็ควรจะติดตั้งเครื่องลำเลียงขยะไว้ด้วย ขยะที่ถูกเก็บโดยเครื่องมักจะถูกถ่ายเทลงบนรางลำเลียงสายพาน ออกไปจากบริเวณเครื่องเก็บ

ขยะที่ถูกลำเลียงออกมาอาจจะมีสายพานลำเลียงอีกชุดหนึ่งรับช่วงต่อโดยจะนำไปกองเก็บไว้ชั่วคราว หรือ บรรจุลงในถังป้อน (Hopper) ถ้าไม่มีที่สำหรับกอง อย่างไรก็ตาม ราง



รูปที่ 5.39 เครื่องเก็บขยะแบบคราดทำงานโดยลวดสลิง

ลำเลียงและถังป้อนที่กล่าวนี้จะไม่เหมาะกับขยะที่มีความยาว ตัวอย่างเครื่องลำเลียงขยะได้แสดงไว้ในรูปที่ 5.40



รูปที่ 5.40 เครื่องลำเลียงขยะ

บันทึก

บทที่ 6

อุปกรณ์ไฟฟ้าและการควบคุม

6.1 อุปกรณ์ไฟฟ้ากำลัง

ในการจัดให้มีกระแสไฟฟ้าและระบบควบคุมการทำงานของปั๊ม จะต้องมีการออกแบบให้สอดคล้องกับความต้องการกำลังงานไฟฟ้าและวิธีการควบคุมที่จะใช้ แต่ถ้าต้นกำลังเป็นเครื่องยนต์ ความต้องการกระแสไฟฟ้าอาจจะจำกัดเฉพาะสำหรับอุปกรณ์ประกอบเท่านั้น

การออกแบบระบบไฟฟ้าจะต้องให้มีความเชื่อถือได้ในเรื่องของกระแสที่จะนำมาใช้ มีการสูญเสียน้อย สะดวกต่อการปฏิบัติงาน และมีความปลอดภัยในการบำรุงรักษา ในขณะเดียวกันอุปกรณ์เหล่านั้นจะต้องมีราคาที่ประหยัดพอสมควร

(1) กำลังไฟฟ้าที่ได้รับ และการลดแรงดัน

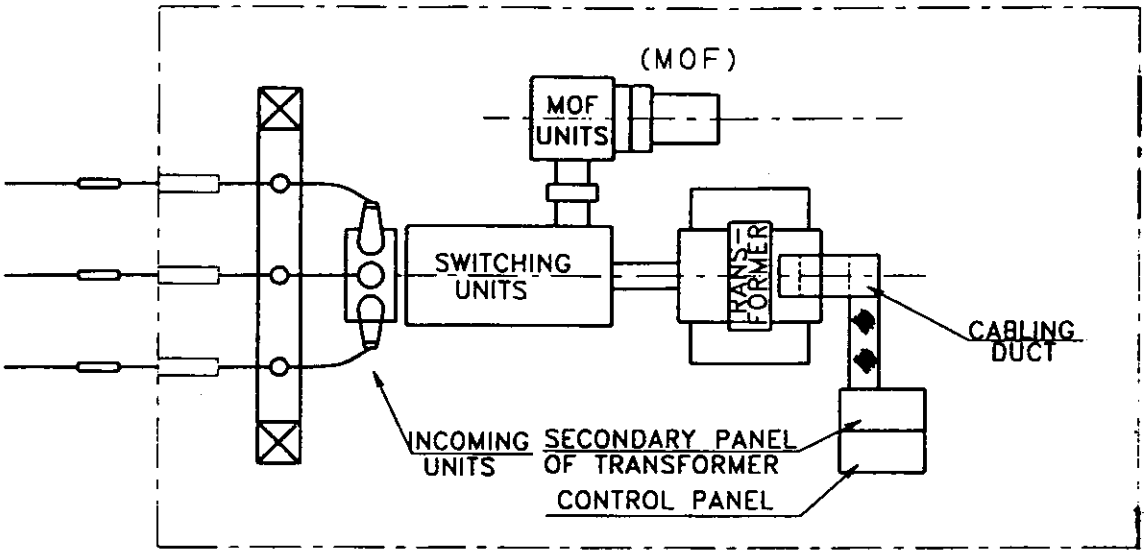
การเตรียมการจัดหากระแสไฟฟ้าจะต้องปฏิบัติตามกฎระเบียบ และร่วมมือกับการไฟฟ้าที่เกี่ยวข้อง แรงดันไฟฟ้าที่จะได้รับจากสายส่งจะถูกกำหนดโดยกำลังไฟฟ้าที่ต้องการที่โรงสูบน้ำ กระแสไฟแรงดันต่ำจะใช้ได้ในขอบเขตกำลังงานที่จำกัด สำหรับมอเตอร์ขนาดกลางและขนาดใหญ่จะต้องใช้ไฟฟ้าแรงดันสูง และถ้าแรงดันไฟฟ้าในสายส่งที่ได้รับสูงกว่าที่ต้องการสำหรับขับเคลื่อนมอเตอร์ ก็จำเป็นจะต้องติดตั้งหม้อแปลงลดแรงดันไว้ในบริเวณเดียวกันกับสถานีสูบน้ำด้วย

เมื่อจำเป็นต้องใช้ไฟฟ้าแรงสูงมากสำหรับงานสูบน้ำขนาดใหญ่ ก็จะต้องมีสถานีลดแรงดันกระแสไฟฟ้าลงมาสู่ระดับที่มอเตอร์ต้องการ ตัวอย่างผังสถานีลดแรงดันแสดงไว้ในรูปที่ 6.1

(2) การจ่ายกระแสไฟฟ้า

ระบบจ่ายกระแสไฟฟ้าภายในสถานีสูบน้ำจะต้องเหมาะกับการใช้งาน และการควบคุมการทำงานของแต่ละจุด ซึ่งรวมถึงเครื่องสูบน้ำแต่ละเครื่อง อุปกรณ์ประกอบ ระบบแสงสว่างของตัวอาคาร เครื่องใช้ไฟฟ้า ฯลฯ

รูปที่ 6.2 เป็นตัวอย่างผังแสดงเส้นทางการจ่ายกระแสไฟฟ้าภายในอาคารและส่วนประกอบของสวิตช์เกียร์ (Switchgear) เนื่องจากขนาดของอุปกรณ์ตัดกระแส (Circuit Breaker) ของแผงรับไฟจะถูกกำหนดโดยเงื่อนไขของกระแสไฟฟ้าจากแหล่งที่มา ดังนั้น ขนาดดังกล่าวนี้จะต้องกำหนดโดยข้อแนะนำของการไฟฟ้า



รูปที่ 6.1 ตัวอย่างผังสถานีลดแรงดันไฟฟ้า

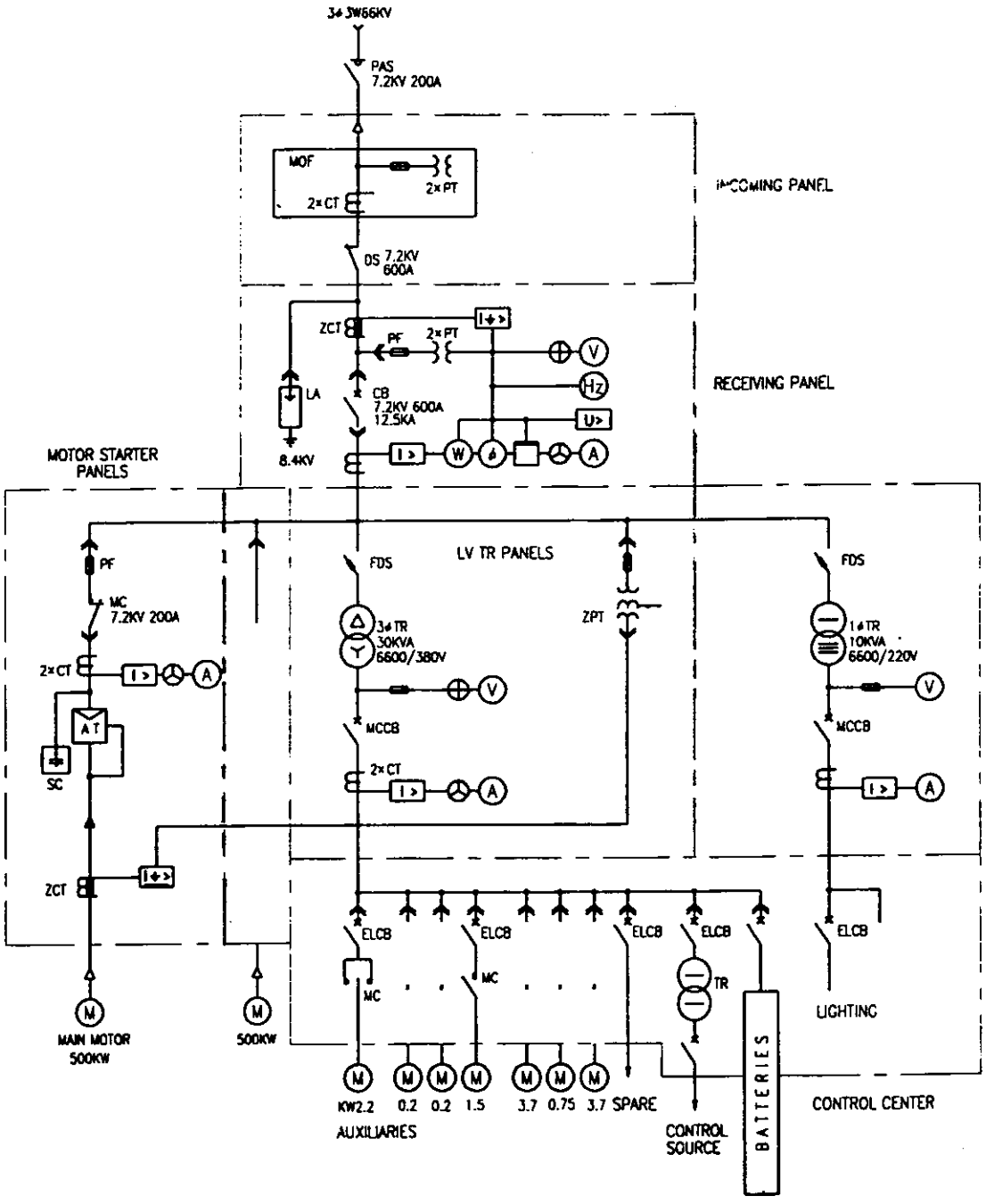
(3) การจัดวางสวิตช์เกียร์ (Switchgear)

สำหรับโรงสูบน้ำขนาดกลางและขนาดใหญ่ซึ่งใช้มอเตอร์ไฟฟ้าเป็นต้นกำลัง อุปกรณ์ไฟฟ้าทั้งหลายจะถูกจัดให้อยู่ในห้องภายในโรงสูบ ห้องซึ่งใช้ติดตั้งอุปกรณ์ไฟฟ้าควรจะมีลักษณะดังนี้ คือ

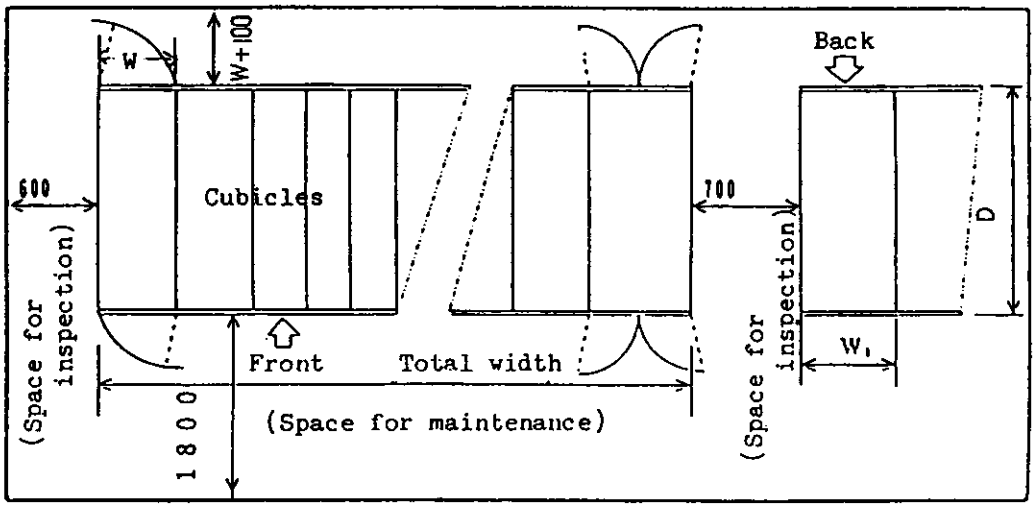
1. *ที่ตั้งของสวิตช์เกียร์ควรอยู่ใกล้กับที่ตั้งของมอเตอร์เพื่อลดการสูญเสียกระแสและแรงดันไฟฟ้า รวมทั้งเป็นการประหยัดค่าเดินสายไฟด้วย นอกจากนั้นควรจะคำนึงถึงความสะดวกในการรับกระแสไฟจากสายส่งภายนอกเข้ามาสู่อาคารด้วย*
2. *ห้องอุปกรณ์ไฟฟ้าควรจะเป็นห้องที่ได้รับการปกป้องอย่างดีเพื่อไม่ให้กระทบกระเทือนจากความชื้นของอากาศที่สูงมาก ปัญหาน้ำท่วม ฝุ่นละออง และการสั่นสะเทือนจากเครื่องจักรกล*
3. *สะดวกต่อการขนย้ายเครื่องมือเข้าไปติดตั้งและปฏิบัติงาน และถ้าคาดว่าจะมีการติดตั้งอุปกรณ์เพิ่มเติมอีก ก็จะต้องเตรียมพื้นที่เผื่อเอาไว้ด้วย*

ห้องอุปกรณ์ไฟฟ้าจะต้องได้รับการออกแบบให้กว้างพอสำหรับติดตั้งเครื่องมือและอุปกรณ์ที่ต้องการ หลังจากติดตั้งแล้วจะต้องมีที่ว่างพอสำหรับการบำรุงรักษา และสำหรับความปลอดภัยของผู้ปฏิบัติงานด้วย รูปที่ 6.3 และ 6.4 เป็นรูปที่ให้แนวทางทั่วๆ ไปสำหรับกำหนดมิติต่างๆ รอบสวิตช์เกียร์ ระดับของพื้นห้องควรจะอยู่สูงกว่าระดับผิวดินประมาณ 0.50 เมตรและมีความสูงใต้พื้นพอสมควรสำหรับการวางสายเคเบิลและการระบายอากาศ ตัวอย่างรูปตัดขวางของห้องอุปกรณ์ไฟฟ้าแสดงไว้ในรูปที่ 6.5

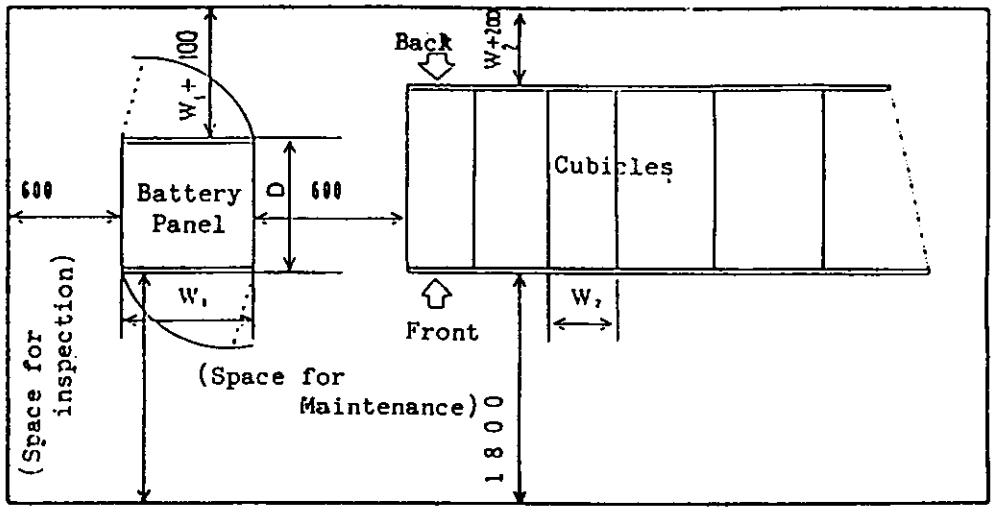
รูปที่ 6.6 เป็นตัวอย่างของการจัดวางสวิตช์เกียร์ในห้องซึ่งตรงกันกับแผนผังแสดงเส้นทาง



รูปที่ 6.2 ตัวอย่างของแผนผังแสดงเส้นทางการจ่ายกระแสไฟฟ้า



รูปที่ 6.3 การจัดวางตำแหน่งของสวิตช์เกียร์ (Switchgear) ลักษณะที่ 1

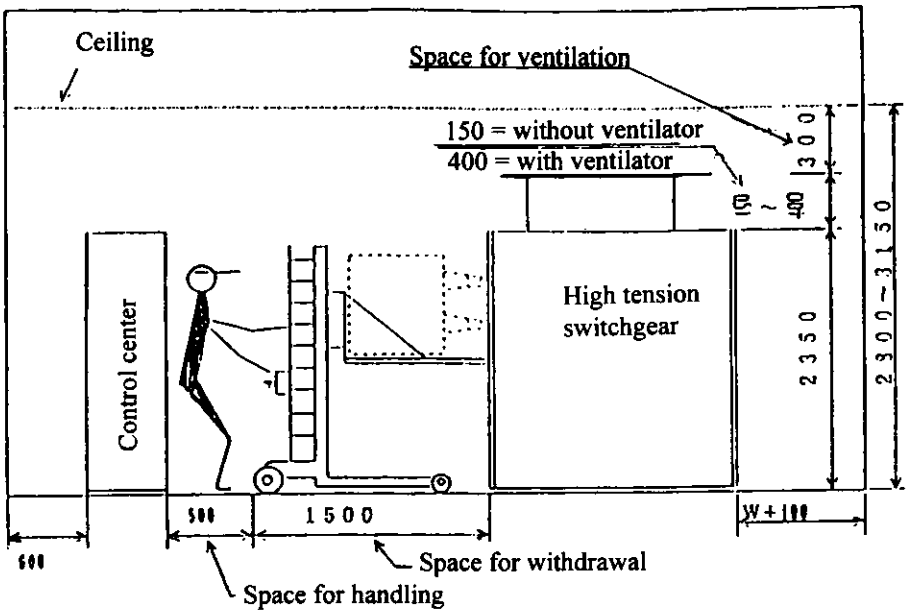


รูปที่ 6.4 การจัดวางตำแหน่งของสวิตช์เกียร์ (Switchgear) ลักษณะที่ 2

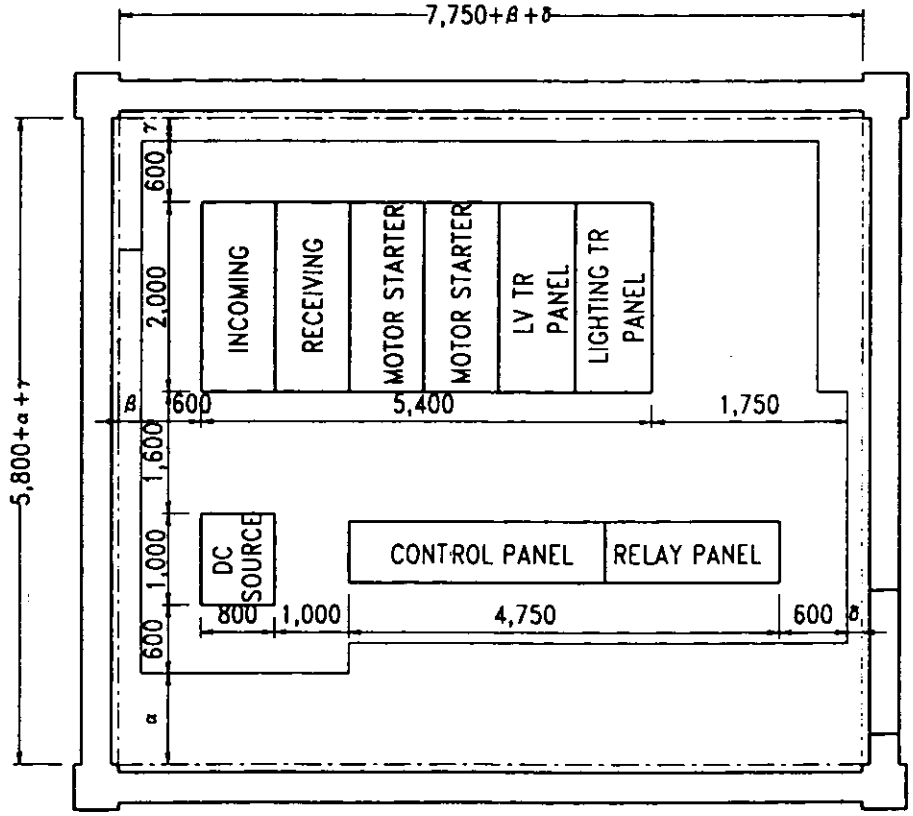
การจ่ายกระแสไฟฟ้าในรูปที่ 6.2 การติดตั้งอีกวิธีหนึ่งอาจทำได้โดยการย้ายแผงสตาร์ตมอเตอร์ ตู้ระบบควบคุม ฯลฯ ไปไว้ในห้องเดียวกับห้องที่ติดตั้งปั๊มถ้าห้องดังกล่าวมีที่ว่างพอและมีสภาพแวดล้อมที่เหมาะสม

(4) เครื่องกำเนิดไฟฟ้า

เมื่อไม่มีกระแสไฟฟ้าจากสายส่งมาขับเคลื่อนมอเตอร์ซึ่งเป็นต้นกำลังของปั๊ม ก็จะต้องติดตั้งเครื่องกำเนิดไฟฟ้า แต่ถ้าต้นกำลังเป็นเครื่องยนต์ ความต้องการกระแสไฟฟ้าก็จะจำกัดอยู่เฉพาะสำหรับป้อนเข้าสู่อุปกรณ์ประกอบ ระบบแสงสว่าง ฯลฯ ในงานสูบน้ำที่มีความสำคัญซึ่งต้นกำลังเป็นมอเตอร์ไฟฟ้า บางครั้งจะมีการติดตั้งเครื่องกำเนิดไฟฟ้าสำรองเอาไว้ เพื่อใช้งานขณะ



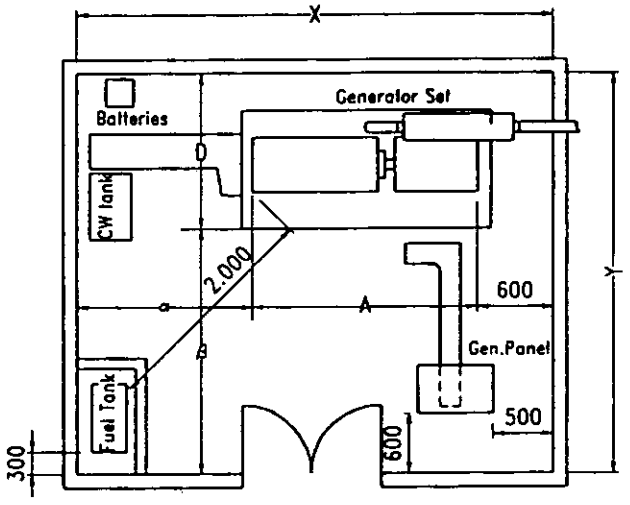
รูปที่ 6.5 รูปตัดขวางของห้องอุปกรณ์ไฟฟ้า



รูปที่ 6.6 ตัวอย่างการจัดวางตำแหน่งของสวิตช์เกียร์ (Switchgear)

กระแสไฟฟ้าจากภายนอกขัดข้อง

เครื่องกำเนิดไฟฟ้าสำหรับผลิตกระแสไฟฟ้าสำรองมักจะนิยมให้ขับเคลื่อนโดยเครื่องยนต์ดีเซล ขนาดของเครื่องกำเนิดไฟฟ้าจะหาได้จากความต้องการกระแสไฟฟ้ารวม ความต้องการสูงสุดสำหรับสตาร์ตมอเตอร์ที่ใหญ่ที่สุดที่ติดตั้งไว้หนึ่งเครื่อง และการลดลงของแรงดันไฟฟ้าที่ยอมให้ กำลังงานที่ได้จากเครื่องยนต์จะต้องเพียงพอสำหรับการผลิตภาระสูงสุดชั่วขณะของเครื่องกำเนิดไฟฟ้า ตัวอย่างการติดตั้งเครื่องกำเนิดไฟฟ้าในห้องที่จัดไว้ในโรงสูบน้ำ แสดงไว้ในรูปที่ 6.7



ขนาด kVA	เครื่องกำเนิด (มม)		ขนาดห้อง (มม)		
	A	D	X	Y	Z
40	2,200	900	5,500	4,500	4,000
75	2,500	900	6,000	4,500	4,000
100	2,600	1,000	6,500	5,000	4,000
200	3,300	1,000	7,000	5,500	4,000
250	3,700	1,200	7,000	5,500	4,000
300	4,300	1,400	7,500	5,500	4,000

หมายเหตุ: ใช้กับเครื่องกำเนิดไฟฟ้า AC แรงดันต่ำ 4-ขั้ว

z คือความสูงของห้อง

รูปที่ 6.7 ลักษณะการติดตั้งเครื่องกำเนิดไฟฟ้า

6.2 วิธีและขั้นตอนในการควบคุมการทำงาน

ในงานสูบน้ำซึ่งติดตั้งขึ้นเป็นการถาวร การเดินเครื่องสูบจะต้องกระทำอย่างเป็นขั้นตอน และโดยผู้ที่มีหน้าที่โดยเฉพาะ สำหรับสถานีสูบน้ำที่ทันสมัย การเดินเครื่องมักจะใช้ระบบควบคุมอัตโนมัติเพื่อให้สะดวกต่อการปรับอัตราการสูบให้สอดคล้องกับความต้องการที่เปลี่ยนแปลงไป

ปั๊มซึ่งติดตั้งอุปกรณ์ควบคุมขั้นตอนการเปิด/ปิดและอุปกรณ์ป้องกันความเสียหายไว้ การทำงานจะเป็นแบบอัตโนมัติตามขั้นตอนด้วยระบบควบคุมไฟฟ้า

(1) วิธีการควบคุม

การเลือกวิธีการควบคุมการทำงานของปั๊มจะต้องพิจารณาถึงวัตถุประสงค์ของงานสูบน้ำนั้น ลักษณะการควบคุมที่ต้องการ การป้องกันความเสียหายอันอาจจะเกิดขึ้นกับปั๊มและส่วนประกอบ ตำแหน่งที่ตั้งของอุปกรณ์ควบคุม และจำนวนพนักงานที่จะต้องรับผิดชอบในการปฏิบัติงาน

วิธีการควบคุมอาจแบ่งแยกออกเป็น

- *ควบคุมด้วยมือ (Manual Control)*
- *ควบคุมตามลำดับขั้นตอน (Sequential Control)*
- *ควบคุมโดยอัตโนมัติ (Automatic Control)*

ก. วิธีควบคุมด้วยมือ

การเดินเครื่องสูบน้ำที่ใช้กันทั่วๆ ไปเป็นการจัดการต่อเครื่องมือหรืออุปกรณ์ที่เกี่ยวข้องซึ่งรวมถึงวาล์วและอุปกรณ์ประกอบ ตามลำดับขั้นตอนที่กำหนดไว้ทีละจุด การกดปุ่มหรือทำอย่างอื่นที่คล้ายคลึงกันตามลำดับอย่างเป็นขั้นตอนจะเป็นผลให้ปั๊มเดินเครื่อง ปรับวาล์วควบคุมอัตราการไหล หรือปิดปั๊ม วงจรไฟฟ้าสำหรับการควบคุมประเภทนี้จะง่าย แต่พนักงานควบคุมจะต้องคอยใส่ใจในการปฏิบัติตามขั้นตอนในการเดินเครื่องและหยุดอย่างเคร่งครัด เพื่อเป็นการป้องกันความเสียหายที่จะเกิดขึ้นแก่ปั๊มและอุปกรณ์ จะต้องจัดให้มีสวิตช์ตัดตอนอัตโนมัติสำหรับตัดกระแสไฟฟ้าฉุกเฉินด้วย

ข. วิธีควบคุมตามลำดับขั้นตอน

ในงานสูบน้ำขนาดกลางและขนาดใหญ่ซึ่งมีปั๊มและอุปกรณ์ประกอบหลายชุด การควบคุมมักจะทำโดยวงจรไฟฟ้าซึ่งทำหน้าที่จัดให้การทำงานของเครื่อง และอุปกรณ์ที่เกี่ยวข้องเป็นไปตามขั้นตอนโดยอัตโนมัติ ถ้าระบบควบคุมของปั๊มแต่ละตัวถูกรวมไว้ในตู้ศูนย์ควบคุม การทำงานของปั๊มทั้งหมดจะสามารถควบคุมได้โดยพนักงานเพียงคนเดียว สำหรับการควบคุมโดยวิธีนี้ การเปิด/ปิดจะถูกรวมไว้ที่ศูนย์ควบคุม และสภาพการทำงานในขณะใดขณะหนึ่งจะถูกเครื่องตรวจจับและส่งสัญญาณรายงานเป็นแสงไฟ หรือเข้าเครื่องรายงานบนแผงศูนย์ควบคุม

ค. วิธีควบคุมโดยอัตโนมัติ

การทำงานของปั๊มแบบอัตโนมัติสมบูรณ์แบบจะเริ่มต้นเมื่อได้รับสัญญาณซึ่งกระตุ้นโดยเครื่องวัดระดับน้ำ ความดันของน้ำภายในท่อ หรืออัตราการไหล ฯลฯ การควบคุมการเปิด/ปิดของวาล์วโดยอัตโนมัติ และการปรับรอบความเร็วของมอเตอร์เป็นผลมาจากการส่งกลับของสัญญาณจากเครื่องวัดต่างๆ มาสู่ระบบควบคุม ซึ่งจะทำหน้าที่ปรับการทำงานของปั๊มโดยอัตโนมัติเพื่อให้สอดคล้องกับสถานะการณ์ที่เปลี่ยนไป

การควบคุมโดยอัตโนมัติจะเหมาะกับกรณีที่สถานีสูบน้ำติดตั้งอยู่ในที่ซึ่งห่างไกล

และไม่สามารถจัดพนักงานควบคุมมาดูแลอยู่ประจำได้ และกรณีที่การควบคุมด้วยมือไม่เหมาะกับงานซึ่งความต้องการน้ำมีการเปลี่ยนแปลงอย่างต่อเนื่อง

สำหรับระบบที่ทันสมัยในปัจจุบัน การควบคุมงานสูบน้ำซึ่งอยู่ในที่ห่างไกลจะทำโดยระบบวัดทางไกล (Tele-metering) หรือระบบควบคุมทางไกล (Tele-control) ระบบดังกล่าวจะทำงานโดยใช้สัญญาณผ่านสายโทรศัพท์หรือสัญญาณวิทยุ

(2) ผัง P & I และขั้นตอนการทำงาน

เมื่อใช้การควบคุมตามขั้นตอน วิธีการควบคุมจะกำหนดให้สอดคล้องกับองค์ประกอบและหน้าที่ของอุปกรณ์แต่ละชิ้น ตัวอย่างของผังกระบวนการและเครื่องมือ [Process and Instruments (P & I) Diagram] และขั้นตอนการควบคุมได้แสดงไว้ในภาคผนวกที่ 3

6.3 เครื่องควบคุมและเฝ้าสังเกตการทำงาน

เครื่องควบคุมและเฝ้าสังเกต (Monitoring) การทำงานจะเป็นสิ่งอำนวยความสะดวกในการควบคุมและเฝ้าสังเกตสภาวะการทำงานของปั๊มและอุปกรณ์ เครื่องมือเหล่านี้จะต้องไม่ยุ่งยากและมีความเชื่อถือได้ในความถูกต้องของข้อมูลที่รายงาน

(1) แผงสวิตช์ควบคุมการทำงาน

ในระบบควบคุมด้วยมือที่แยกเฉพาะสำหรับปั๊มแต่ละชุด สวิตช์ควบคุมจะติดตั้งไว้กับสวิตช์เกียร์แต่ละชุด ซึ่งอยู่ใกล้ๆ กับปั๊ม ถ้าสวิตช์เกียร์ติดตั้งอยู่ในห้องซึ่งแยกออกมาต่างหาก จำเป็นจะต้องมีแผงสวิตช์ควบคุมอยู่ใกล้ๆ กับปั๊ม เพื่อให้สะดวกต่อการทำงานยิ่งขึ้น และเพื่อความปลอดภัยในการทำงาน สวิตช์ที่แผงควบคุมที่ติดตั้งไว้ใกล้ๆ กับปั๊มจะเป็นแบบสวิตช์สลับเปลี่ยนทิศทาง (Chang-over Switch)

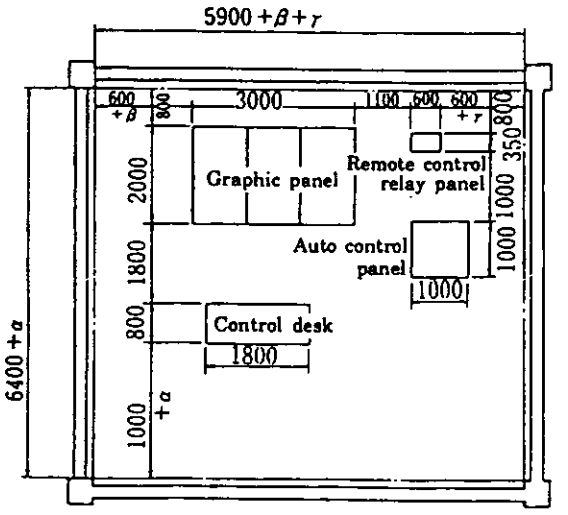
สำหรับการติดตั้งขนาดใหญ่ซึ่งการควบคุมเป็นแบบควบคุมลำดับขั้นตอน (Sequential Control) และทำในศูนย์ควบคุมซึ่งอยู่ห่างจากปั๊มออกมา แผงควบคุมดูแล (Supervisory Control Panel) จะติดตั้งไว้ในห้องซึ่งแยกต่างหาก ห้องดังกล่าวควรจะอยู่ในตำแหน่งที่จะสามารถควบคุมและสังเกตการทำงานของปั๊มและอุปกรณ์ที่เกี่ยวข้องทั้งหมดได้ ตัวอย่างห้องควบคุมสำหรับงานสูบน้ำขนาดใหญ่แสดงไว้ในรูปที่ 6.8

(2) เครื่องเฝ้าสังเกตการทำงาน

เพื่อให้แน่ใจว่าการทำงานของปั๊มและอุปกรณ์จะเป็นไปอย่างถูกต้องและมีประสิทธิภาพ จะต้องมีการวัดและรายงานสภาพและผลการทำงานจากจุดต่างๆ ที่เกี่ยวข้อง เป็นต้นว่า ระดับน้ำทั้งทางด้านท่อดูดและท่อจ่าย แรงดันในท่อ อัตราการไหล ฯลฯ

ก. เครื่องวัดระดับน้ำ

ระดับน้ำทางด้านท่อดูดและท่อจ่ายจะวัดโดยเครื่องวัดระดับน้ำที่ติดตั้งไว้ในตำแหน่งที่เหมาะสม ค่าที่วัดได้จะถูกส่งเป็นสัญญาณกลับไปสู่ห้องควบคุม ปกติที่ตำแหน่งซึ่งติดตั้งเครื่อง



Note : α, β and γ are additional dimensions and they must be determined by reviewing required space for transportation, inspection and lighting.

รูปที่ 6.8 ตัวอย่างของห้องควบคุมขนาดใหญ่

วัดระดับน้ำจะมีการติดตั้งแผ่นสเกลบอกระดับน้ำเอาไว้ตรวจสอบด้วย

ข. เครื่องวัดความดัน

เฮดของปั๊มขณะทำงานจะวัดด้วยเกจ์วัดความดันซึ่งติดตั้งไว้ที่ตัวปั๊มหรือท่อที่ต่อจากตัวปั๊ม ค่าความดันหรือเฮดที่อ่านได้จะมีประโยชน์ในการเฝ้าสังเกตสภาพการทำงานของปั๊มนั้น

ค. มาตรวัดอัตราการไหล

เมื่อต้องการทราบอัตราการสูบที่ถูกต้องก็จะต้องมีการติดตั้งมาตรวัดอัตราการไหล เนื่องจากมีมาตรวัดอัตราการไหลหลายชนิด ดังนั้นจะต้องเลือกให้เหมาะสมกับการใช้งาน สำหรับปั๊มเฮดต่ำซึ่งท่อจ่ายเป็นอิสระ วิธีซึ่งได้อธิบายไว้ในหัวข้อที่ 3.3(2) จะเป็นอีกวิธีหนึ่งที่สามารถใช้ตรวจสอบอัตราการสูบของปั๊มได้

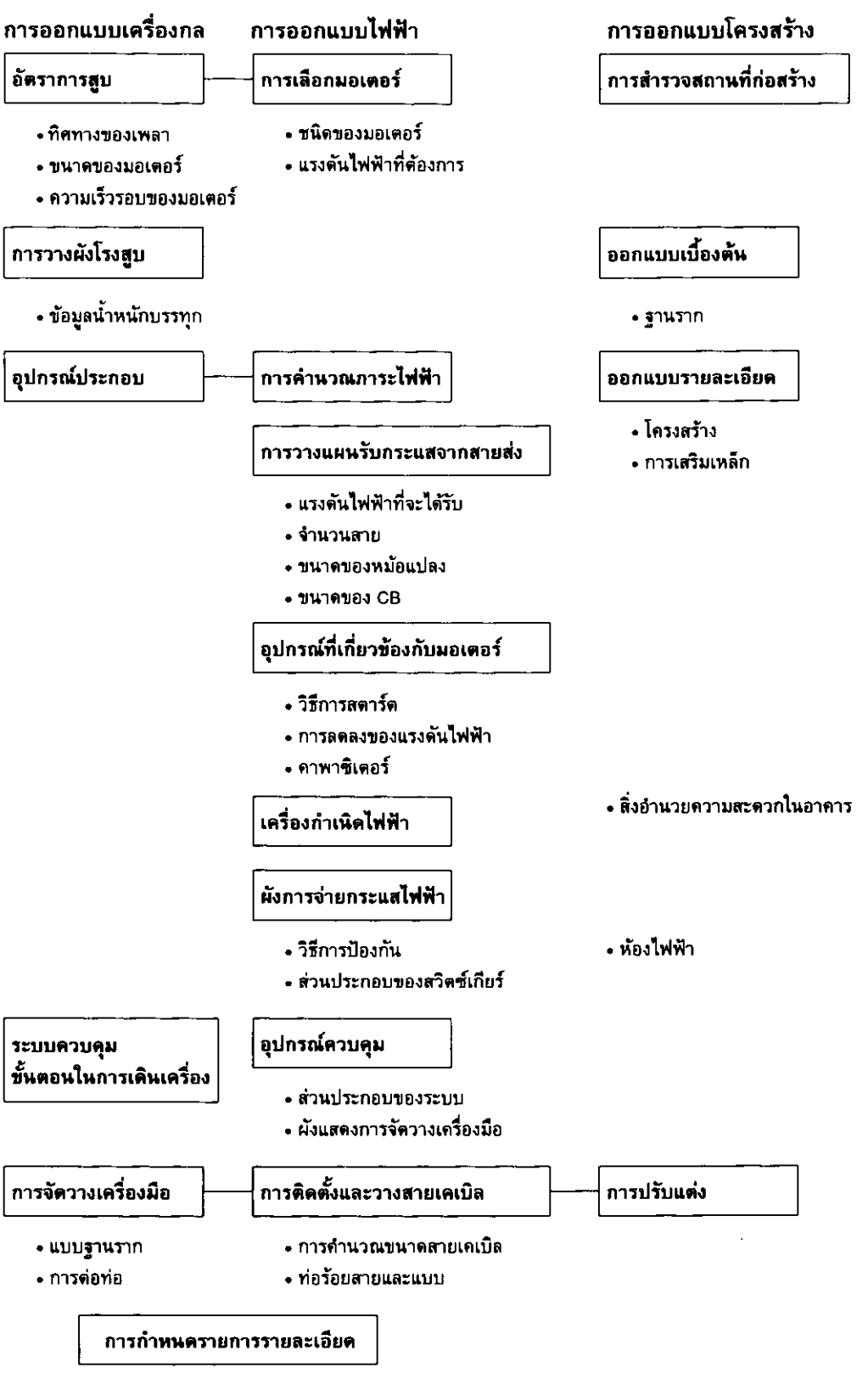
รายการตัวอย่างของเครื่องมือที่ใช้ในการเฝ้าสังเกตการทำงานของปั๊มได้ให้ไว้ในภาคผนวกที่ 3 ค่าตัวเลขทางด้านไฟฟ้า เป็นต้นว่า โวลท์ แอมแปร์ ความถี่ และแฟกเตอร์กำลัง (Power Factor) จะเป็นค่าซึ่งอ่านได้จากหน้าปัดบนแผงควบคุม

นอกเหนือจากเครื่องมือที่ใช้เฝ้าสังเกตการทำงานของปั๊มแล้ว ยังมีเครื่องมือหรืออุปกรณ์อื่นๆ อีกมากมายที่เสริมเข้าไปเพื่อให้การควบคุมเป็นไปโดยอัตโนมัติ และเพื่อป้องกันความเสียหายที่จะเกิดขึ้น อย่างไรก็ตาม การจัดให้มีเครื่องวัดและเฝ้าสังเกตจะต้องเป็นไปตามวิธีการควบคุมที่เลือกใช้ พึงหลีกเลี่ยงการติดตั้งที่ไม่จำเป็นเพื่อมิให้ต้องเป็นภาระในการบำรุงรักษาหลังจากที่ได้ติดตั้งไปแล้ว

6.4 วิธีการวางแผนและออกแบบ

ระบบไฟฟ้าสำหรับงานสูบน้ำดังที่ได้อธิบายไปแล้วนั้น จะต้องมีการวางแผนและออกแบบร่วมกับการออกแบบปั๊มและอุปกรณ์ประกอบ ในการจัดหาอุปกรณ์ที่มีเทคโนโลยีที่ทันสมัยเพื่อนำมาใช้กับปั๊ม จำเป็นต้องพิจารณาจากแคตตาล็อกใหม่ๆ ที่จัดทำขึ้นโดยบริษัทผู้ผลิต ทั้งนี้เพราะวิชาการทางวิศวกรรมไฟฟ้าก้าวหน้าไปอย่างรวดเร็วมาก

รูปที่ 6.9 แสดงให้เห็นถึงความสัมพันธ์ระหว่างสายงานทางวิศวกรรมที่เกี่ยวข้อง คือ วิศวกรรมเครื่องกล ไฟฟ้า และวิศวกรรมโครงสร้าง ที่จะต้องร่วมมือกันในการวางแผนและออกแบบงานสูบน้ำ งานสูบน้ำที่ได้รับการออกแบบที่ดีจะเกิดได้จากความร่วมมือกันอย่างมีระเบียบแบบแผนระหว่างสายวิชาการที่เกี่ยวข้อง และเนื่องจากเมื่อการก่อสร้างแล้วเสร็จ งานสูบน้ำจะรับใช้ตามวัตถุประสงค์ของโครงการอย่างต่อเนื่องเป็นระยะเวลายาวนาน ดังนั้น ความสะดวกในการใช้งานและการบำรุงรักษา จึงเป็นเรื่องที่จะต้องให้ความสำคัญในทุกสาขาของวิศวกรรมที่เกี่ยวข้อง



รูปที่ 6.9 ขั้นตอนในการวางแผนและออกแบบงานสูบน้ำ

บันทึก

บทที่ 7

การประเมินโครงการในเชิงเศรษฐศาสตร์

7.1 การพิจารณาโครงการ

ในการวางแผนงานสูบน้ำสำหรับโครงการพัฒนาต่างๆ จำเป็นจะต้องมีการตรวจสอบในเชิงเศรษฐศาสตร์เสียก่อนว่า โครงการนั้นจะประสบผลสำเร็จในการดำเนินการหรือไม่ ประเด็นหลักที่จะต้องคำนึงถึงคือ จะต้องทำให้การลงทุนนั้นให้ผลตอบแทนสูงสุดโดยที่มีค่าใช้จ่ายในการดำเนินการตามโครงการต่ำสุด

เมื่อมีการพิจารณาโครงการสูบน้ำเพื่อวัตถุประสงค์อย่างใดอย่างหนึ่ง จะต้องมีการศึกษาเบื้องต้นเพื่อตรวจสอบในแง่วิชาการและแง่เศรษฐศาสตร์เพื่อหาความมีประโยชน์ของโครงการ ซึ่งเป็นไปในลักษณะเดียวกันกับโครงการพัฒนาอื่นๆ การตรวจสอบดังกล่าวมักจะเรียกว่า **การศึกษาความเป็นไปได้ของโครงการ** (Feasibility Study) ซึ่งเป็นการศึกษาเพื่อให้เกิดความมั่นใจว่าโครงการนั้นจะมีประโยชน์จริง โดยจะต้องประเมินความเป็นไปได้ในการลงทุนของโครงการออกมา โดยการเปรียบเทียบอัตราส่วนของผลประโยชน์ที่จะได้รับจากโครงการต่อค่าลงทุนทั้งหมดรวมทั้งค่าใช้จ่ายในการดำเนินการและการบำรุงรักษาด้วย

สำหรับการประเมินในแง่เศรษฐศาสตร์ของโครงการสูบน้ำ หลักปฏิบัติตามปกติจะต้องมีการเปรียบเทียบค่าใช้จ่ายของหลายๆ ทางเลือกที่สามารถตอบสนองต่อวัตถุประสงค์เดียวกัน ทางเลือกดังกล่าวอาจจะครอบคลุมถึง ชนิดของปั๊ม จำนวนเครื่อง ชนิดของต้นกำลัง ขนาดของท่อ วิธีการควบคุม ฯลฯ ในการเปรียบเทียบค่าใช้จ่ายของโครงการ จะต้องแยกออกเป็นค่าใช้จ่ายในการลงทุนซึ่งประกอบด้วยค่าใช้จ่ายสำหรับที่ดินและสิ่งก่อสร้าง และค่าใช้จ่ายสำหรับตัวปั๊มและอุปกรณ์ประกอบทางเครื่องกลและไฟฟ้า ส่วนค่าใช้จ่ายสำหรับการดำเนินการและการบำรุงรักษาจะรวมถึงค่าพลังงานที่ใช้ในการเดินเครื่อง ค่าวัสดุสิ้นเปลือง และค่าใช้จ่ายสำหรับบุคลากรที่จะควบคุมดูแลสถานีสูบน้ำ

สำหรับการพิจารณาเบื้องต้น ค่าใช้จ่ายรวมของแต่ละทางเลือกจะถูกนำมาเปรียบเทียบกันเพื่อหาทางเลือกที่ดีที่สุด อย่างไรก็ตาม ทางเลือกที่ถูกต้องจะต้องดูจากราคาที่ได้นำเอาอายุการใช้งานของส่วนประกอบของโครงการ และอัตราดอกเบี้ยของเงินลงทุนที่จะนำมาใช้ในโครงการมาพิจารณาร่วมด้วยเท่านั้น

7.2 วิธีการประเมินโครงการ

(1) การประเมินโครงการ

โครงการสูบน้ำที่จำเป็นต้องใช้เงินลงทุนจำนวนมาก ควรจะได้รับการประเมินในแง่ของประสิทธิผลทางการเงิน ในการวางแผนงานสูบน้ำสำหรับโครงการพัฒนา รูปแบบของโครงการอาจจะหลากหลายซึ่งขึ้นอยู่กับว่าต้องการจะให้โครงการนั้นเป็นประโยชน์กว้างขวางมากน้อยเพียงใด

การศึกษาเบื้องต้นของรูปแบบโครงการที่เลือกไว้ จะอยู่บนพื้นฐานของเงื่อนไขข้อใดข้อหนึ่งดังต่อไปนี้

- *เลือกรูปแบบที่มีค่าใช้จ่ายต่ำสุดซึ่งตอบสนองต่อความต้องการได้เพียงบางส่วน*
- *เลือกรูปแบบซึ่งจะให้ผลประโยชน์สูงสุดจากวงเงินลงทุนที่กำหนดให้*
- *หาขนาดของโครงการที่เหมาะสมโดยดูจากการเปลี่ยนแปลงของผลประโยชน์และค่าลงทุน*

ในการหาผลประโยชน์ที่จะได้รับจากโครงการสูบน้ำ ผลประโยชน์ดังกล่าวจะต้องอยู่ในรูปของตัวเงินซึ่งได้มาจากการตอบสนองต่อวัตถุประสงค์ของโครงการ ตัวอย่างเช่น ในงานสูบน้ำเพื่อการชลประทานและระบายน้ำ ผลประโยชน์ที่ได้รับจากผลผลิตที่เพิ่มขึ้น การลดค่าใช้จ่ายในการบำรุงรักษาคลอง และการลดความเสียหายจากอุทกภัย ฯลฯ เป็นผลประโยชน์ที่นำมาคิดเป็นตัวเงินได้ นอกเหนือจากนั้น ในการประเมินผลประโยชน์ทางด้านเศรษฐกิจและสังคมของโครงการประโยชน์ทางอ้อมที่มีผลกระทบต่อภูมิภาคก็จะถูกนำเข้ามาใช้ประเมินโครงการอย่างละเอียด

(2) การวิเคราะห์อัตราส่วนผลประโยชน์ต่อค่าลงทุน

สำหรับการประเมินโครงการในเชิงเศรษฐศาสตร์ มีวิธีการคำนวณหลายวิธีที่ถูกนำมาใช้วิเคราะห์ความน่าลงทุนของภาคเอกชน วิธีการเหล่านี้จะนำไปสู่การวิเคราะห์ผลประโยชน์ต่อค่าลงทุนเพื่อใช้สำหรับเลือกแผนการลงทุน การประเมินโครงการสูบน้ำก็สามารถใช้วิธีการต่างๆ เหล่านั้นได้ถ้านำเอาผลประโยชน์และค่าลงทุนที่เกี่ยวข้องทั้งหมดมาพิจารณาอย่างเหมาะสม

ก. ระยะเวลาในการคืนทุน (Payback Period)

ค่าใช้จ่ายของโครงการอาจจะประเมินออกมาในรูปของระยะเวลาที่จะใช้คืนทุน ซึ่งอาจบอกเป็นจำนวนปีที่ค่าลงทุนจะถูกใช้คืนโดยผลประโยชน์รายปีของโครงการหักลบด้วยค่าใช้จ่ายในการดำเนินการและบำรุงรักษาประจำปี ตัวเลขดังกล่าวนี้จะเป็นตัวบ่งชี้อย่างคร่าวๆ ถึงระดับความปลอดภัยในการลงทุน ทั้งนี้เพราะจะเป็นการยากที่จะหาจำนวนปีที่ยอมให้ใช้คืนทุนได้

ข. มูลค่าปัจจุบันสุทธิ (Net Present Value, NPV)

มูลค่าปัจจุบันเป็นตัวเลขผลรวมของกระแสเงินสดสุทธิ (Net Cash Flow) ของปีในอนาคตที่นานเท่ากับอายุของโครงการ และจำนวนเงินเหล่านั้นเปลี่ยนให้มาเป็นมูลค่าในปัจจุบันโดยใช้ตัว

คูณลดมูลค่า (Discount Factor) ซึ่งได้จากการกำหนดอัตราดอกเบี้ยที่เหมาะสม สมการสำหรับคำนวณมูลค่าในปัจจุบัน คือ

$$P = \frac{F}{(1+i)^n} \qquad \text{.....(7.1)}$$

โดย P = *มูลค่าปัจจุบัน*
F = *มูลค่าที่จะเป็นในอนาคต*
i = *อัตราดอกเบี้ยต่อปี*
n = *จำนวนปี*

ค่าตัวเลขของ $1/(1+i)^n$ เรียกว่า **ตัวคูณลดมูลค่า** และจะมีค่าน้อยกว่า 1.0 กระแสเงินสดสุทธิของแต่ละปีจะถูกคูณด้วยตัวคูณลดมูลค่า และผลที่ได้เมื่อนำมารวมเข้าด้วยกันตามจำนวนปีของอายุโครงการก็จะได้เป็นมูลค่าปัจจุบันสุทธิ (NPV) ของโครงการ หรือ

$$NPV = \sum_{t=0}^{n} \frac{(B_t - C_t)}{(1+i)^t} \qquad \text{.....(7.2)}$$

โดย B_t = *ผลประโยชน์ที่ได้รับจากโครงการในปีที่ t*
C_t = *ค่าใช้จ่ายในปีที่ t รวมทั้งค่าลงทุนด้วย*
i = *อัตราดอกเบี้ยต่อปี*
n = *อายุของโครงการ (ปี)*

เมื่อค่า NPV เป็นบวก ก็หมายความว่าโครงการนั้นจะสามารถจ่ายคืนค่าลงทุน ค่าดำเนินการ และบำรุงรักษา (O & M Cost) ตลอดอายุของโครงการได้ ค่า NPV ยิ่งสูงมากเท่าใด โครงการนั้นก็จะยิ่งมีประสิทธิผลมากขึ้นเท่านั้น

ค. อัตราส่วนผลประโยชน์ต่อค่าลงทุน (Benefit - Cost Ratio)

อัตราส่วนระหว่าง NPV ของผลประโยชน์ ต่อค่าลงทุนของโครงการ หรือ BCR (Benefit - Cost Ratio) มักจะใช้เป็นเกณฑ์ในการตัดสินใจในการลงทุน

$$BCR = \left[\sum_{t=0}^{n} B_t(1+i)^{-t}\right] \Big/ \left[\sum_{t=0}^{n} C_t(1+i)^{-t}\right] \qquad \text{.....(7.3)}$$

โครงการที่น่าลงทุนจะมีค่า BCR มากกว่า 1.0 เพราะถ้า BCR เท่ากับ 1.0 ค่า NPV จะเป็นศูนย์

ง. อัตราผลตอบแทน (Internal Rate of Return - IRR)

อัตราดอกเบี้ยที่ทำให้มูลค่าปัจจุบันสุทธิ (NPV) เป็นศูนย์ เรียกว่า **อัตราผลตอบแทน** หรือ

IRR ค่าดังกล่าวนี้จะเป็นตัวชี้ถึงระดับความเป็นไปได้ในการลงทุนของโครงการ โครงการที่ดีในแง่ของการเงินเพื่อการลงทุนจะต้องมีค่า IRR สูงกว่าอัตราดอกเบี้ย ค่าของ IRR หาได้โดยการสมมุติค่าอัตราดอกเบี้ย 2 ค่าที่คาดว่าจะทำให้ NPV เท่ากับหรือใกล้เคียงศูนย์ เมื่อลองคำนวณค่า NPV โดยใช้อัตราดอกเบี้ยดังกล่าวแล้วยังไม่เท่ากับศูนย์ ก็ใช้ค่าสองค่าที่สมมุติขึ้นนั้นเป็นเกณฑ์ในการเดาค่าอัตราดอกเบี้ยใหม่จนกว่าจะได้อัตราที่ทำให้ NPV เป็นศูนย์ อัตราดอกเบี้ยดังกล่าวก็คือ IRR

จ. ค่าใช้จ่ายประจำปีของโครงการ (Annual Project Cost)

ค่าใช้จ่ายประจำปีของโครงการหมายถึงผลรวมของค่าลงทุนเฉลี่ยประจำปีกับค่าใช้จ่ายในการดำเนินการและบำรุงรักษา ซึ่งเป็นการสะดวกที่จะเปรียบเทียบค่าใช้จ่ายดังกล่าวนี้กับผลประโยชน์รายปีของโครงการที่คาดว่าจะได้รับ ค่าลงทุนเฉลี่ยประจำปีของโครงการจะหาได้จากสมการ

$$C_i = I \cdot \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \qquad \text{.....(7.4)}$$

โดย C_i = *ค่าลงทุนเฉลี่ยประจำปี*
I = *ค่าลงทุนเมื่อเริ่มโครงการ*
i = *อัตราดอกเบี้ย*
n = *อายุใช้งานของโครงการ*

ค่าสัมประสิทธิ์ $\frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1}$ เรียกว่า Capital Recovery Factor, CRF

อายุใช้งานของส่วนต่างๆ ของโครงการจะขึ้นอยู่กับชนิดและคุณสมบัติซึ่งจะมีค่าไม่เท่ากัน ในทางปฏิบัติค่าอายุใช้งานของเครื่องมือหรืออุปกรณ์ทางเครื่องกลและไฟฟ้าจะกำหนดให้เท่ากับ 25 ปี ยกเว้นอุปกรณ์ที่มีไว้สำหรับใช้งานระยะสั้น สำหรับอาคารหรือโครงสร้างทางโยธาที่ก่อสร้างเป็นการถาวรจะมีอายุใช้งาน 40 ถึง 50 ปี

อายุใช้งานรวมทั้งหมดของโครงการจะหาได้จากสมการ

$$n = \frac{I}{(I_1 / n_1 + I_2 / n_2 + \ldots)} \qquad \text{.....(7.5)}$$

โดย I_1, I_2 = *ส่วนย่อยของการลงทุน*
n_1, n_2 = *อายุใช้งานของส่วนย่อยๆ นั้น*

ดังนั้น ค่าใช้จ่ายประจำปีของโครงการจะหาได้โดยการรวมค่าลงทุนเฉลี่ยประจำปี กับค่าดำเนินการและบำรุงรักษา หรือ

$$C = C_i + M \qquad \text{.....(7.6)}$$

โดย C = *ค่าใช้จ่ายประจำปีของโครงการ*

C_i = *ค่าลงทุนเฉลี่ยประจำปี*

M = *ค่าดำเนินการและบำรุงรักษา*

ถ้าการบรรลุวัตถุประสงค์ของโครงการสามารถทำได้โดยหลายทางเลือก การเลือกโครงการที่มีค่าใช้จ่ายประจำปีต่ำสุดจะเป็นทางเลือกที่ดีกว่า

ในการหาอัตราส่วนผลประโยชน์ต่อค่าลงทุน (BCR) ประจำปี ค่าผลประโยชน์สุทธิจะหาได้จากสมการ

$$b = B - M \qquad \text{.....(7.7)}$$

โดย B = *ผลประโยชน์ประจำปี*

อัตราส่วนระหว่างผลประโยชน์สุทธิประจำปี (b) ต่อค่าลงทุนเฉลี่ยประจำปี C_i จะต้องมากกว่า 1.0 โครงการนั้นจึงจะเหมาะสมต่อการลงทุน

การหาค่าลงทุนเฉลี่ยประจำปี C_i สามารถทำได้ตามวิธีการดังต่อไปนี้:

หาค่าผลรวมของค่าลงทุนเฉลี่ยประจำปี โดยการรวมค่า C_i ของแต่ละปี หรือ

$$F = C_i \sum_{t=0}^{n} (1+i)^t = \frac{C_i\left\{(1+i)^n - 1\right\}}{i} \qquad \text{.....(7.8)}$$

โดย F = *ค่าสุดท้ายของผลรวมค่าใช้จ่ายประจำปี*

n = *อายุใช้งานของโครงการ*

i = *อัตราดอกเบี้ย*

ค่าลงทุนครั้งแรก จะต้องเท่ากับมูลค่าปัจจุบันของค่าลงทุนเฉลี่ยประจำปี หรือ

$$I = \frac{F}{(1+i)^n} = \frac{C_i\left\{(1+i)^n - 1\right\}}{i(1+i)^n} \qquad \text{.....(7.9)}$$

โดย I เป็นค่าลงทุนครั้งแรก และจากการย้ายข้างของสมการจะได้ว่า

$$C_i = I \cdot \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \qquad \text{.....(7.10)}$$

ซึ่งเป็นสมการเดียวกันกับสมการที่ (7.4) สมการที่ (7.10) สามารถจัดรูปใหม่จะได้

$$C_i = I\left\{i + \frac{i}{(1+i)^n - 1}\right\} \qquad \text{..... (7.11)}$$

สมการที่ (7.11) จะให้ความหมายได้ว่า *ค่าลงทุนเฉลี่ยประจำปีของโครงการจะเท่ากับผลรวมของดอกเบี้ยประจำปี กับค่าเสื่อมราคาประจำปีของการลงทุนนั้น*

7.3 ตัวอย่างการประเมินโครงการชลประทาน

สำหรับโครงการสูบน้ำเพื่อการชลประทาน จำเป็นจะต้องมีการควบคุมค่าใช้จ่ายประจำปีให้น้อยที่สุดเพื่อที่จะให้ได้ผลตอบแทนที่คุ้มกับค่าใช้จ่ายในการสูบน้ำไปตอบสนองต่อความต้องการของพืชที่เปลี่ยนแปลงไปตามฤดูกาล ตัวอย่างต่อไปนี้จะแสดงให้เห็นถึงการศึกษาเปรียบเทียบเชิงเศรษฐศาสตร์ระหว่างหลายทางเลือกที่สนองต่อวัตถุประสงค์เดียวกัน

(1) เงื่อนไขในการออกแบบและส่วนประกอบของเครื่อง

โครงการสูบน้ำเพื่อการชลประทานจะต้องส่งน้ำผ่านท่อตามความต้องการดังต่อไปนี้

- *อัตราการสูบสูงสุด* 2.5 *ลบ.เมตร/วินาที*
- *เฮดรวม* 5.7 *เมตร*

ทางเลือกในแง่ของจำนวนเครื่องสูบแสดงไว้ในตารางที่ 7.1 ซึ่งอัตราการสูบสูงสุดจะถูกแบ่งให้ปั๊มที่เหมือนกันจำนวน สอง สาม และสี่เครื่องตามลำดับ รับผิดชอบเท่าๆ กัน ชนิดของปั๊มที่เลือกใช้จะเป็นแบบเพลานอน ดูดสองด้าน และขับเคลื่อนด้วยมอเตอร์

ตารางที่ 7.1 ทางเลือกของเครื่องสูบน้ำและต้นกำลัง

ทางเลือก	จำนวนปั๊มที่ต้องการ	อัตราการสูบต่อปั๊ม m^3/s	ขนาดของปั๊ม mm	ขนาดของมอเตอร์ kW
(1)	2	1.25	800	960
(2)	3	0.833	600	650
(3)	4	0.625	600	450

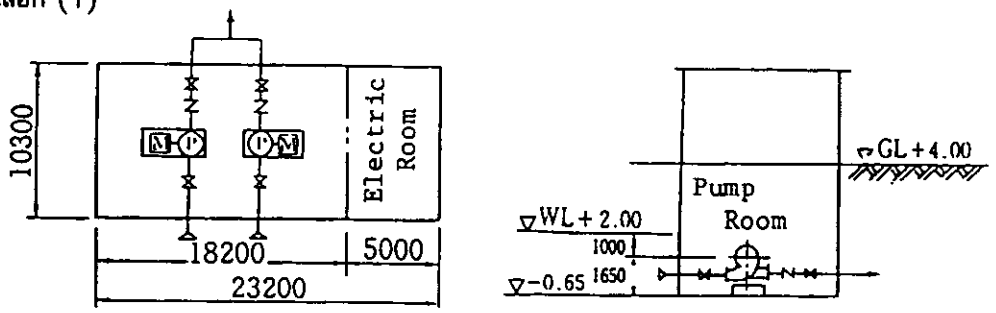
(2) การประมาณราคาค่าลงทุน

ในแต่ละทางเลือกทั้งสามข้างต้น ได้มีการประมาณราคาค่าลงทุนสำหรับการก่อสร้างโรงสูบ ปั๊ม และอุปกรณ์ประกอบโดยอาศัยแบบซึ่งแสดงไว้ในรูปที่ 7.1 รายละเอียดของราคาของปั๊มและอุปกรณ์ประกอบแสดงไว้ในตารางที่ 7.2 และราคาค่าก่อสร้างโรงสูบในตารางที่ 7.3

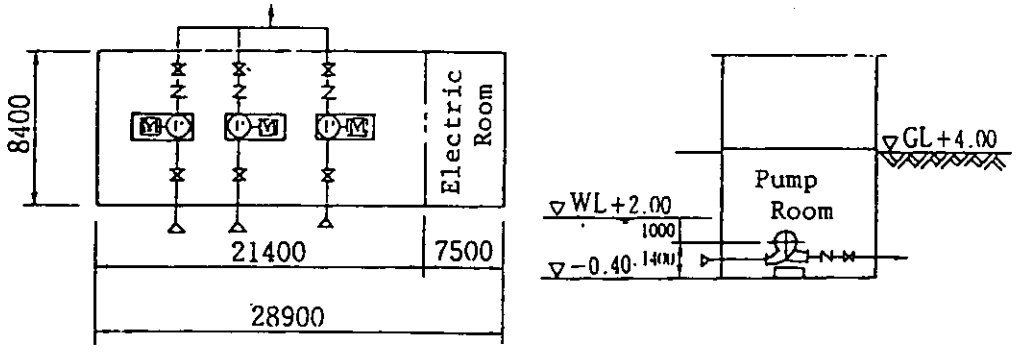
(3) การประมาณราคาค่าดำเนินการ

ในการประมาณราคาค่าดำเนินการ จะต้องเลือกวิธีการควบคุมเพื่อให้ปั๊มสูบน้ำตรงกับความ

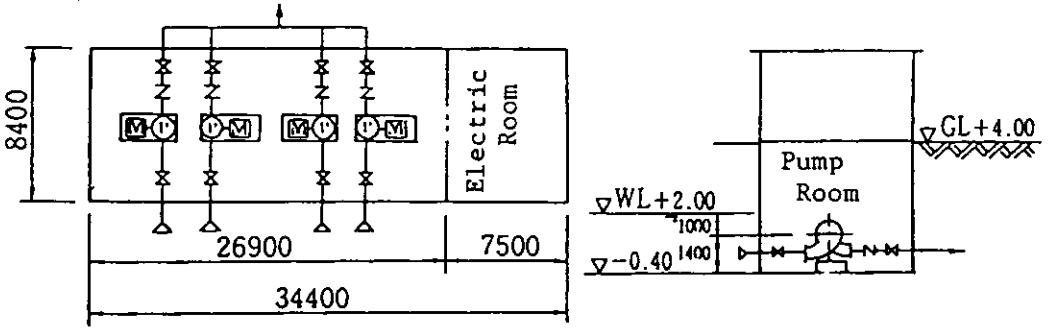
ทางเลือก (1)



ทางเลือก (2)



ทางเลือก (3)



รูปที่ 7.1 ผังการจัดวางปั๊มและอุปกรณ์ และรูปตัดของโรงสูบน้ำ

ต้องการที่เปลี่ยนแปลงไปตามฤดูกาล สำหรับตัวอย่างนี้ จำนวนปั๊มที่จะให้ทำงานในขณะใดขณะหนึ่งจะหาจากความต้องการน้ำในแต่ละเดือนซึ่งได้นำมาจัดเรียงกันจากมากไปหาน้อยดังที่ได้ให้รายละเอียดไว้ในรูปที่ 7.2 ในรูปได้แสดงให้เห็นถึงลักษณะการปฏิบัติงานของปั๊มในแต่ละทางเลือกเมื่อความต้องการน้ำเปลี่ยนแปลงไป ในกรณีที่อัตราการสูบสูงเกินกว่าความต้องการ ก็จะใช้วิธีการปรับวาล์วให้อัตราลดลง

ค่าพลังงานซึ่งประมาณจากวิธีการปฏิบัติงานของแต่ละแบบแสดงไว้ในตารางที่ 7.4

ค่าใช้จ่ายสำหรับพลังงานจะขึ้นอยู่กับวิธีการควบคุมที่เลือกใช้ และจะเปลี่ยนแปลงมากถ้าวิธีการควบคุมเปลี่ยนไป ในกรณีที่มีสระหรืออ่างเก็บน้ำที่ปลายท่อทางด้านจ่ายก็จะสามารถ

ตารางที่ 7.2 ค่าปั๊มและอุปกรณ์ประกอบ

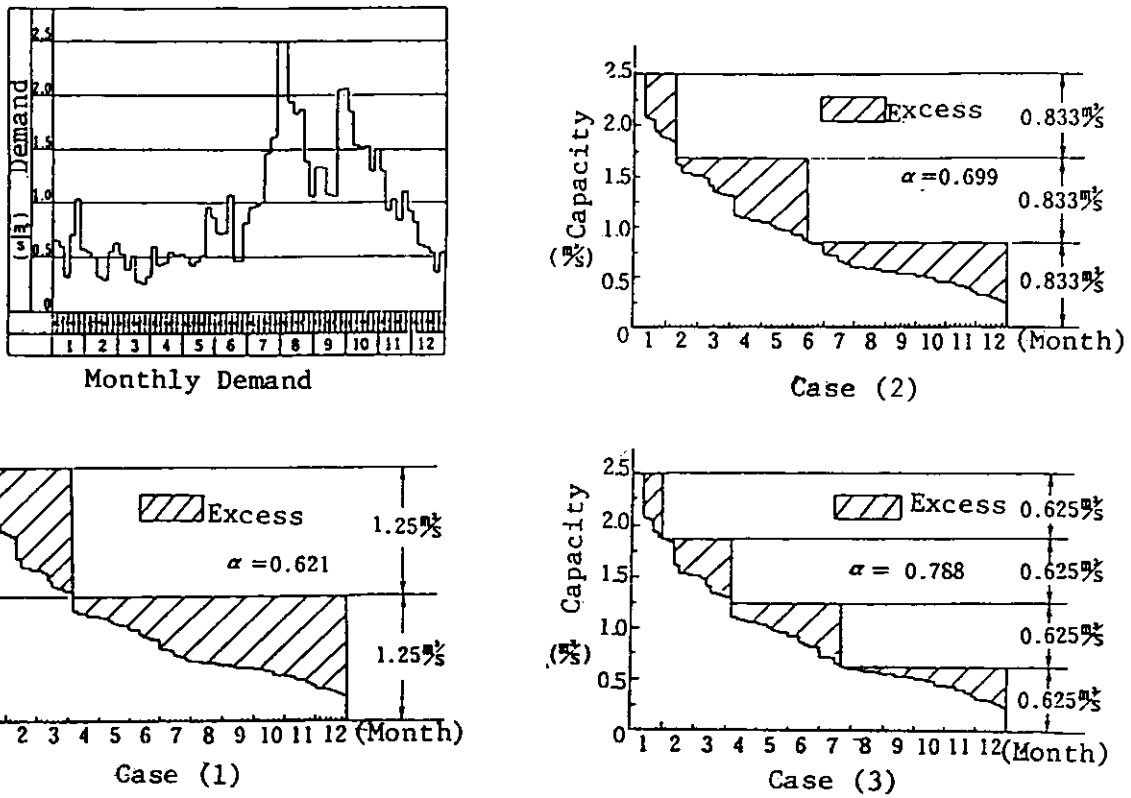
รายการ ปั๊มและอุปกรณ์ประกอบ	ทางเลือก (1)	(2)	(3)
ปั๊ม	78.0	79.0	102.0
มอเตอร์	93.0	94.0	97.0
วาล์ว	32.0	26.0	34.0
ท่อและอุปกรณ์	12.0	11.5	12.0
ปั้นจั่น	15.0	13.0	11.0
อุปกรณ์ไฟฟ้า	160.0	170.0	185.0
ค่าติดตั้งและทดสอบ	82.0	83.0	92.0
รวม	472.0	476.5	533.0

ตารางที่ 7.3 ค่าก่อสร้างโรงสูบ

ทางเลือก	ปริมาตรงาน/ราคา	พื้นที่โรงสูบ/ราคา	ราคารวม
(1)	872 m^3/26.1	239 m^2/47.8	73.9
(2)	791m^3/23.7	243 m^2/48.5	72.2
(3)	994 m^3/29.8	289 m^2/57.8	87.6

ตารางที่ 7.4 ค่าพลังงานสำหรับการสูบน้ำ

รายการ	ทางเลือก (1)	(2)	(3)
กำลังงานของมอเตอร์	960 kWx2	650 kWx3	490 kWx4
กำลังงานที่ใช้ (MWh)	6,810	6,024	5,689
ค่าพลังงาน	69.9	63	60.1



รูปที่ 7.2 แผนการปฏิบัติงานของสถานีสูบน้ำ

ใช้ระดับน้ำดังกล่าวมาควบคุมการทำงานของปั๊มโดยกำหนดให้ปั๊มทำงานเมื่อระดับน้ำในสระลดลงถึงระดับที่กำหนดไว้ ชั่วโมงการทำงานของปั๊มก็จะสามารถทำให้ลดน้อยลง หรือลดจำนวนเครื่องลงได้ ค่าพลังงานก็จะลดลงได้อีก

การเปลี่ยนจากการปรับวาล์วทางด้านจ่ายเมื่อความต้องการน้ำลดลงมาใช้มอเตอร์ที่สามารถปรับความเร็วรอบได้จะมีผลให้สามารถประหยัดพลังงานได้มาก อย่างไรก็ตาม การเปลี่ยนแปลงดังกล่าวจะต้องนำราคาของมอเตอร์และอุปกรณ์ที่ต้องเพิ่มขึ้นมาพิจารณาด้วย

เมื่อความต้องการน้ำมีน้อยและต่อเนื่องกันเป็นระยะเวลายาวนานพอสมควร การเลือกใช้ปั๊มที่มีขนาดแตกต่างกันอาจจะมีข้อดีในแง่ของการประหยัดค่าพลังงาน

(4) ค่าใช้จ่ายประจำปีของโครงการ

เพื่อเป็นการเปรียบเทียบค่าใช้จ่ายของโครงการ จะต้องคำนวณค่าลงทุนเฉลี่ยต่อปีโดยเลือกกำหนดอายุการใช้งาน (n) และอัตราดอกเบี้ยของเงินลงทุน (i) ที่เหมาะสม

สมมุติว่าอายุใช้งานของอุปกรณ์ทางเครื่องกลและไฟฟ้าเท่ากับ 20 ปี และอายุของอาคารและสิ่งก่อสร้างเท่ากับ 40 ปี ค่าลงทุนเฉลี่ยต่อปีซึ่งคำนวณโดยสมมุติว่าอัตราดอกเบี้ยเท่ากับ 5% แสดงไว้ในตารางที่ 7.5 และค่าใช้จ่ายรวมซึ่งประกอบด้วยค่าลงทุนเฉลี่ยประจำปีกับค่าพลังงานต่อปี แสดงไว้ในตารางที่ 7.6

ตารางที่ 7.5 ค่าลงทุนเฉลี่ยต่อปีของ 3 ทางเลือก

รายการค่าลงทุน	ทางเลือก		
	(1)	(2)	(3)
1) ค่าปั๊มและอุปกรณ์ประกอบ	472.0	476.5	533.0
2) $i(1+i)^n / \left[(1+i)^n - 1\right]$	0.0802	0.0802	0.0802
3) ค่าปั๊มและอุปกรณ์เฉลี่ยต่อปี	37.8	38.7	42.7
4) ค่าก่อสร้าง	73.9	72.2	87.6
5) $i(1+i)^n / \left[(1+i)^n - 1\right]$	0.0583	0.0583	0.0583
6) ค่าก่อสร้างเฉลี่ยต่อปี	4.3	4.2	5.1

ตารางที่ 7.6 ค่าใช้จ่ายรวมต่อปีของโครงการ

รายการค่าใช้จ่ายประจำปี	ทางเลือก		
	(1)	(2)	(3)
ค่าปั๊มและอุปกรณ์	37.8	38.2	42.7
ค่าก่อสร้างสถานีสูบน้ำ	4.3	4.2	5.1
ค่าดำเนินการ	69.9	63.0	60.1
รวมค่าใช้จ่ายต่อปี	112.1	105.5	108.0
เปอร์เซ็นต์ของรายการสูงสุด	100%	94.1%	96.3%

7.4 ตัวอย่างโครงการป้องกันน้ำท่วม

(1) ลักษณะของโครงการ

ปั๊มซึ่งใช้สำหรับงานป้องกันน้ำท่วมจะเป็นปั๊มที่มีขนาดใหญ่และให้เฮดค่อนข้างต่ำ การนำมาใช้งานก็จะเลือกมาจากกลุ่ม Mixed Flow หรือ Axial Flow ซึ่งมีผลิตจำหน่ายอยู่แล้ว และเพื่อที่จะให้การใช้งานมีความเชื่อถือได้สูงสุด ต้นกำลังที่จะเลือกมาขับเคลื่อนปั๊มมักจะเป็นเครื่องยนต์ดีเซล การประเมินโครงการในเชิงเศรษฐศาสตร์เพื่อหาทางเลือกที่เหมาะสมจะทำโดยการหาค่าใช้จ่ายประจำปีของโครงการ ซึ่งคำนวณจากอายุใช้งานของส่วนประกอบของโครงการและอัตราดอกเบี้ยที่เหมาะสม

(2) การกำหนดทางเลือก

โครงการป้องกันน้ำท่วมที่เป็นตัวอย่างจะต้องระบายน้ำด้วยอัตรา 24 ลบ.เมตร/วินาที ที่

เฮดรวมเท่ากับ 3.0 เมตร ในการพิจารณาวางโครงการได้กำหนดไว้ 3 แนวทางเลือก ซึ่งราคาของปั๊มและอุปกรณ์ประกอบของแต่ละทางเลือกได้ให้ไว้ในตารางที่ 7.7

ตารางที่ 7.7 ค่าลงทุนสำหรับปั๊มและอุปกรณ์ประกอบ

รายการ	ทางเลือก		
	(1)	(2)	(3)
ปั๊มและต้นกำลัง	325	440	76
วาล์วและท่อ	88	75	96
อุปกรณ์ประกอบ ปั้นจั่นและเครื่องเก็บขยะ	60	65	87
เครื่องกำเนิดไฟฟ้า	5	5	170
อุปกรณ์ควบคุม	45	45	64
รวม	523	630	493
% ของทางเลือกที่ (1)	100	120.5	94.3

1) ปั๊มเพลานอนแบบ Mixed Flow ขับเคลื่อนด้วยเครื่องยนต์ดีเซล
   ขนาดของปั๊มและจำนวนหน่วย : 1,500 มม. x 5 เครื่อง
   ลักษณะเฉพาะของปั๊ม : 4.8 ลบ.เมตร/วินาที x 3.0 ม.
   110 รอบ/นาที x 260 แรงม้า

2) ปั๊มเพลาตั้งแบบ Axial Flow ขับเคลื่อนด้วยเครื่องยนต์ดีเซล
   ขนาดของปั๊มและจำนวนหน่วย : 1,500 มม. x 5 เครื่อง
   ลักษณะเฉพาะของปั๊ม : 4.8 ลบ.เมตร/วินาที x 3.0 ม.
   205 รอบ/นาที x 280 แรงม้า

3) ปั๊มจุ่มขับเคลื่อนด้วยมอเตอร์ไฟฟ้า พร้อมอุปกรณ์ประกอบที่จำเป็น รวมถึงเครื่องกำเนิดไฟฟ้า ขับเคลื่อนด้วยเครื่องยนต์ดีเซลเพื่อจ่ายกระแสไฟฟ้าให้ปั๊มทุกเครื่อง
   ขนาดของปั๊มและจำนวนหน่วย : 1,200 มม. x 8 เครื่อง
   ลักษณะเฉพาะของปั๊ม : 3.0 ลบ.เมตร/วินาที x 8 เครื่อง
   422 รอบ/นาที x 132 kW

(3) การประเมินโครงการในเชิงเศรษฐศาสตร์

เพื่อที่จะให้ได้ทางเลือกที่ดีที่สุดของสามรายการ ค่าลงทุนเฉลี่ยต่อปีจะคำนวณโดยใช้สมการที่ 7.4 ในตัวอย่างนี้สมมุติว่าปั๊มและอุปกรณ์มีอายุใช้งาน 25 ปี ยกเว้นรายการที่ 3 ซึ่งเป็นปั๊มจุ่มขับเคลื่อนด้วยมอเตอร์ จะกำหนดให้มีอายุใช้งานเพียง 20 ปี การคำนวณค่าลงทุนเฉลี่ยประจำปีจากราคาที่ให้ไว้ในตารางที่ 7.7 และอัตราดอกเบี้ย 5.5% แสดงไว้ในตาราง

ตารางที่ 7.8 ค่าลงทุนเฉลี่ยต่อปี

รายการ	ทางเลือก		
	(1)	(2)	(3)
ค่าลงทุนรวม	523	630	49.3
อายุใช้งาน	25	25	24.1
$i(1+i)^n / [(1+i)^n - 1]$	0.0746	0.0746	0.0759
ค่าลงทุนเฉลี่ยต่อปี	39	47	37.4
% ของทางเลือกที่ (1)	100	120.5	96.0

ที่ 7.8 สำหรับทางเลือกที่ 3 อายุใช้งานของโครงการจะคำนวณโดยใช้สมการที่ 7.5

การนำเอาปั๊มจุ่มขับเคลื่อนด้วยมอเตอร์ไฟฟ้าซึ่งมีอายุการใช้งานต่ำเข้ามาใช้ทำให้มีผลกระทบในทางลบต่ออายุใช้งานของโครงการ อย่างไรก็ตาม ถึงแม้ว่าจะต้องลงทุนจัดซื้อเครื่องกำเนิดไฟฟ้าขนาดใหญ่ ค่าลงทุนเฉลี่ยต่อปีของทางเลือกนี้ก็ยังน้อยกว่าทางเลือกอื่นเนื่องจากราคาของปั๊มถูกกว่า

เพื่อที่จะให้การเปรียบเทียบมีความถูกต้องมากยิ่งขึ้น จะต้องมีการนำเอาค่าลงทุนอย่างอื่น เช่น ค่าก่อสร้างโรงสูบน้ำและงานโยธาที่เกี่ยวข้องเข้ามารวมเอาไว้ด้วย สำหรับทางเลือกที่ (3) นั้นอาจจะไม่ต้องการพื้นที่ในโรงสูบเพื่อติดตั้งปั๊ม แต่จะต้องการเนื้อที่และขนาดของโรงสูบที่ใหญ่กว่าเนื่องจากมีจำนวนปั๊มที่จะต้องติดตั้งมากกว่า นอกจากนั้นยังต้องการอาคารสำหรับติดตั้งเครื่องกำเนิดไฟฟ้าอีกด้วย

ค่าดำเนินการสำหรับทางเลือกที่ (3) จะสูงกว่าทางเลือกอื่นเนื่องจากประสิทธิภาพของปั๊มต่ำกว่า และมีการสูญเสียพลังงานที่เครื่องกำเนิดไฟฟ้าอีกด้วย การตัดสินใจว่าจะเลือกใช้ทางเลือกใดจะต้องนำเอาค่าใช้จ่ายทั้งหมดรวมทั้งค่าบำรุงรักษาด้วยมาพิจารณาเปรียบเทียบ

บทที่ 8

การสูบน้ำเพื่อการชลประทานและการระบายน้ำ

งานสูบน้ำเพื่อการชลประทานและการระบายน้ำกำลังมีบทบาทสำคัญในการเพิ่มผลผลิตทางการเกษตร โครงการสูบน้ำขนาดใหญ่มักจะเป็นโครงการของรัฐที่จัดทำขึ้นเพื่อการพัฒนาระดับภูมิภาค

การจัดให้มีน้ำชลประทานจากโครงการสูบน้ำ จะสามารถทำให้พื้นที่กว้างใหญ่ในเขตแห้งแล้งและกึ่งแห้งแล้งกลายเป็นพื้นที่ที่ให้ผลผลิตทางการเกษตรได้ ในพื้นที่นาซึ่งใช้ปลูกข้าวจะต้องจัดส่งน้ำให้อย่างเพียงพอตลอดฤดูกาลเพาะปลูก น้ำจากแหล่งต่างๆ เช่น ลำห้วย บึง และอ่างเก็บน้ำซึ่งอยู่ในระดับต่ำ จะสามารถนำไปใช้ได้โดยการสูบแล้วส่งผ่านท่อไปลงคลองชลประทาน หรือส่งไปสู่สระน้ำในไร่นา

การระบายน้ำท่าที่เกิดจากฝนที่มีปริมาณมากเกินไปออกจากพื้นที่เป็นสิ่งจำเป็นต่อพื้นที่ทำการเกษตรซึ่งอยู่ในที่ลุ่ม และต่อการป้องกันพื้นที่ที่พัฒนาแล้วจากปัญหาน้ำท่วมในฤดูฝน เมื่อการระบายน้ำโดยอาศัยแรงดึงดูดของโลกไม่สามารถป้องกันปัญหาน้ำท่วมได้ ก็มักจะใช้เครื่องสูบน้ำช่วย

การระบายน้ำผิวดินจากพื้นที่ซึ่งอยู่ห่างจากทางระบายน้ำธรรมชาติออกไปมักจะถูกจำกัดโดยขนาดของท่อระบายหรือท่อลอดที่ขวางกั้นการไหลของน้ำ สถานีสูบระบายน้ำมักจะติดตั้งอยู่ในบริเวณที่ลำน้ำไหลลงสู่แม่น้ำ บึง หรืออ่าว และมักจะจัดให้มีประตูระบายเพื่อให้น้ำไหลออกได้เองโดยอาศัยแรงดึงดูดของโลกเมื่อไม่มีความจำเป็นต้องใช้ปั๊ม

8.1 การหาขนาดของสถานีสูบน้ำ

ก่อนที่จะดำเนินการออกแบบงานสูบน้ำ จำเป็นต้องมีการศึกษาอย่างรอบคอบเพื่อหาอัตราการสูบที่จะต้องส่งไปยังพื้นที่เพาะปลูก หรืออัตราที่จะต้องระบายทิ้งไปเสียก่อน ทั้งนี้เพราะความจำเป็นในการสูบน้ำจะเปลี่ยนแปลงไปตามฤดูกาล โดยมีสภาพภูมิอากาศ และชนิดของพืชที่ปลูกเป็นตัวควบคุม

(1) ขนาดของสถานีสูบน้ำเพื่อการชลประทาน

ความต้องการน้ำชลประทาน สามารถประมาณได้จากผลรวมของการสูญเสียน้ำจากพื้นที่เพาะปลูกโดยการระเหย (Evaporation) จากกิ่ง ใบ และจากผิวดินหรือผิวน้ำ กับที่คายออกจากใบ (Transpiration) หักลบด้วยปริมาณน้ำฝนที่พืชนำไปใช้ได้ นอกจากนั้นยังจะต้องเผื่อไว้สำหรับการสูญเสียในการส่งไปยังพื้นที่เพาะปลูก และสูญเสียขณะให้น้ำอีกด้วย อัตราส่วนระหว่างปริมาณที่พืชสามารถนำไปใช้ได้ต่อปริมาณทั้งหมดที่จะต้องจัดส่งให้แก่พืชเรียกว่า **ประสิทธิภาพของการชลประทาน (Irrigation Efficiency)**

ปริมาณน้ำชลประทานสุทธิที่พืชต้องการจะหาได้จากสมการ

$$V = \frac{10{,}000\ A \cdot D}{1{,}000\ E} = \frac{10\ A \cdot D}{E} \qquad \text{.....(8.1)}$$

โดย V = *ปริมาณน้ำที่พืชต้องการ* (m^3/d)

A = *พื้นที่ชลประทาน* (hectare)

D = *ความต้องการน้ำของพืช* (mm/d)

E = *ประสิทธิภาพการชลประทาน*

= 1.0 *สำหรับแปลงนา*

= 0.5-0.7 *สำหรับการให้น้ำแบบร่องดู*

= 0.7-0.9 *สำหรับการให้น้ำแบบฉีดฝอย*

สำหรับพืชอื่นที่ไม่ใช่ข้าว การให้น้ำแต่ละครั้งจะเพียงพอต่อความต้องการของพืชเป็นระยะเวลาหลายวัน ในการให้น้ำ พื้นที่แปลงใหญ่จะถูกแบ่งออกเป็นแปลงย่อยแล้วให้น้ำทีละแปลงหมุนเวียนกันไป ปริมาณที่ให้แต่ละครั้งจะมากพอจนกว่าจะถึงกำหนดการให้น้ำครั้งถัดไป อัตราการสูบน้ำที่ต้องการจะหาได้จากสมการ

$$Q_p = \frac{K \cdot V}{60\ T} = \frac{K \cdot D \cdot A}{6\ T \cdot E} \qquad \text{.....(8.2)}$$

โดย Q_p = *ขนาดของเครื่องสูบน้ำที่ต้องการ* (m^3/s)

K = *ตัวคูณเผื่อการสูญเสียในระบบส่งน้ำ*

= 1.2 *สำหรับคลองดิน*

= 1.05-1.10 *สำหรับคลองดาดคอนกรีต*

T = *จำนวนชั่วโมงสูบน้ำต่อวัน*

= 18-22 *ชั่วโมงต่อวันสำหรับนาข้าว*

= 12-18 *ชั่วโมงต่อวันสำหรับพืชอื่น*

เพื่อที่จะได้ทราบถึงค่าความต้องการสูงสุดสำหรับหาขนาดของเครื่องสูบน้ำ ควรจะ

คำนวณหาความต้องการน้ำทุก 10 วัน หรืออย่างน้อยทุกเดือนตลอดฤดูกาลเพาะปลูก กราฟซึ่งแสดงถึงความต้องการน้ำที่ระยะเวลาต่างๆ ตลอดปีจะมีประโยชน์สำหรับเลือกจำนวนปั๊มซึ่งได้อธิบายไว้ในหัวข้อที่ 3.1 และในรูปที่ 7.2 ของบทที่ 7

(2) ขนาดของสถานีเพื่อการระบายน้ำ

ในงานระบายน้ำ น้ำที่มากเกินพอจากแหล่งต่างๆ ซึ่งไม่สามารถระบายได้เองตามธรรมชาติในอัตราเร็วที่มากพอก็จะต้องระบายโดยใช้ปั๊มช่วย ในการหาอัตราการระบายที่ต้องการของสถานีระบายน้ำ การวัดอัตราการไหลเพื่อหาความต้องการระบายในช่วงระยะเวลาต่างๆ จะเป็นวิธีที่ดีที่สุด

ค่าสัมประสิทธิ์ของการระบายน้ำต่อไปนี้เป็นค่าที่ใช้สำหรับการระบายน้ำจากพื้นที่เพาะปลูก

- *การระบายน้ำในฤดูส่งน้ำ* 0.20-0.50 *ลบ.เมตร/วินาที/ตร.กม.*
- *การระบายน้ำในช่วงอื่นๆ* 0.02-0.10 *ลบ.เมตร/วินาที/ตร.กม.*

สำหรับการป้องกันน้ำท่วมจากพายุฝน สถานีสูบน้ำจะทำหน้าที่กำจัดน้ำท่าที่มากเกินพอออกไปจากพื้นที่ การสูบน้ำในลักษณะดังกล่าวนี้จะใช้เฉพาะสำหรับพื้นที่และฤดูกาลซึ่งการระบายตามธรรมชาติไม่รวดเร็วพอเท่านั้น

ลักษณะของพายุฝนที่นำมาใช้ในการออกแบบจะเลือกจากสถิติปริมาณน้ำฝนสูงสุดที่คาดว่าจะเกิดขึ้นเพียงหนึ่ง (1) ถึงสาม (3) ครั้งในช่วง 20 ปี (โดยปกติจะใช้หนึ่งครั้งในช่วง 10 ปี) วิธีที่นิยมใช้กันสำหรับการหาอัตราการไหลสูงสุดของน้ำท่า (Peak Runoff) สำหรับพื้นที่ที่มีความลาดชันปานกลาง คือ Rational Formula

$$Q_p = 0.278\, R_e \,.\, A \qquad \text{.....(8.3)}$$

โดย Q_p = *อัตราการไหลสูงสุดของน้ำท่า* (m^3/s)

R_e = *ค่าความหนาแน่นสูงสุดของฝนส่วนเกิน* (Excess Rainfall-mm/h) *ในช่วงเวลาเท่ากับระยะเวลาที่ใช้ในการไหลมารวมกันของน้ำจากทุกจุดในพื้นที่* (Time of Concentration, T_c)

A = *พื้นที่รับน้ำ* (km^2)

ในการใช้สูตรที่ (8.3) ค่าระยะเวลาในการไหลมารวมกันของน้ำ (Time of Concentration, T_c) และความหนาแน่นเฉลี่ยของฝนส่วนเกินจะต้องได้รับการพิจารณาอย่างรอบคอบ ค่า R_e จะหาได้จากสมการ

$$R_e = f_p \,.\, R \qquad \text{.....(8.4)}$$

โดย f_p = *ค่าสัมประสิทธิ์ของน้ำท่า*

R = *ความหนาแน่นของฝนสูงสุดในรอบ 10-15 ปี ซึ่งมีระยะเวลาตกที่เท่ากับ* T_c (mm/h)

ค่าตัวเลขของ f_p จะขึ้นอยู่กับสภาพภูมิประเทศของพื้นที่และความหนาแน่นของฝน และจะมีช่วงค่าจาก 0.80 สำหรับพื้นที่ภูเขา ถึง 0.30 สำหรับพื้นที่ราบที่ใช้ทำการเพาะปลูก

ถ้าไม่ทราบค่าระยะเวลาที่ใช้สำหรับให้น้ำจากทุกจุดในพื้นที่ไหลมารวมกัน หรือ T_c ก็อาจจะหาได้จากสูตร

$$T_c = 0.0195\ L^{0.77}\ S^{-0.385} \qquad \text{.....(8.5)}$$

โดย T_c = *ระยะเวลารวมน้ำ* (Time of Concentration, min)

L = *ระยะทางที่น้ำท่าจากจุดไกลสุดไหลมาสู่ทางออก* (m)

S = *ความลาดเทของลุ่มน้ำ* (m/m)

สำหรับพื้นที่ซึ่งมีความลาดเทตามธรรมชาติไม่เกิน 1.0 เปอร์เซ็นต์ ขนาดของสถานีระบายน้ำอาจจะหาได้จากสมการ

$$Q = C \cdot M^{5/6} \qquad \text{.....(8.6)}$$

โดย Q = *ขนาดของสถานีระบายน้ำ* (ℓ/s)

C = *ค่าสัมประสิทธิ์ซึ่งขึ้นอยู่กับลักษณะภูมิประเทศและความหนาแน่นของฝน*

M = *พื้นที่ระบายน้ำ* (km^2)

ค่า C สำหรับพื้นที่ที่แบนราบจะหาได้จากสมการ

$$C = 210 + 7.444\ R_e \qquad \text{.....(8.7)}$$

โดย R_e = *ความหนาแน่นของฝนส่วนเกิน* (mm/h)

การจัดให้มีสระรับน้ำขนาดใหญ่หน้าสถานีสูบน้ำจะช่วยควบคุมมิให้มีการเปลี่ยนแปลงระดับน้ำในบ่อสูบอย่างรวดเร็วเมื่ออัตราการตกของฝนมีความแปรปรวน ซึ่งจะส่งผลให้ปั๊มสามารถทำงานได้อย่างต่อเนื่องโดยไม่ต้องมีการเปิด-ปิดบ่อยครั้ง

การตัดสินใจครั้งสุดท้ายก่อนที่จะกำหนดขีดความสามารถของสถานีระบายน้ำจะขึ้นอยู่กับผลการตรวจสอบว่า จะยอมให้มีน้ำท่วมขังในพื้นที่ที่จะต้องป้องกันอยู่ในระดับสูงเท่าใดและเป็นระยะเวลานานแค่ไหน (จะได้พิจารณาในหัวข้อที่ 8.3) และเนื่องจากระดับการป้องกันความเสียหายจากน้ำท่วมจะขึ้นอยู่กับการกำหนดขีดความสามารถในการสูบน้ำของสถานีโดยตรง ดังนั้นจะต้องมีการศึกษาอย่างรอบคอบในเชิงเศรษฐศาสตร์ของระดับการป้องกันที่เลือกใช้

8.2 เฮดของสถานีสูบน้ำ

หลังจากเลือกที่ตั้งของสถานีสูบน้ำที่เหมาะสมแล้ว ก็ต้องหาว่าจะมีการเปลี่ยนแปลงระดับน้ำทางด้านดูดและด้านจ่ายในขณะที่ปั๊มกำลังทำงานอย่างไร

(1) ที่ตั้งของสถานีสูบน้ำ

ในกรณีที่เป็นสถานีสูบน้ำเพื่อการชลประทาน การเลือกที่ตั้งที่แหล่งน้ำมีความมั่นคงถือว่าเป็นเรื่องที่มีความสำคัญอันดับแรก ที่ตั้งซึ่งจะทำให้เฮดของปั๊มทั้งทางด้านดูดและจ่ายไม่สูงจนเกินไปจะทำให้ประหยัดค่าใช้จ่ายในการสูบน้ำ ในกรณีที่เป็นการสูบน้ำจากแม่น้ำ ที่ตั้งของสถานีควรจะอยู่ใกล้เคียงกับบ่อรับน้ำจากสถานีซึ่งจะอยู่ที่จุดสูงสุดของพื้นที่ที่รับน้ำไปใช้

ในกรณีที่ระดับผิวดินของพื้นที่รับน้ำมีความแตกต่างกันมาก ควรจะพิจารณาถึงข้อดีและข้อเสียของการแยกพื้นที่ออกเป็นสองส่วนและให้มีการสูบน้ำสองช่วง

สำหรับงานระบายน้ำ ที่ตั้งของสถานีมักจะอยู่ในตำแหน่งซึ่งมีระดับต่ำสุดในพื้นที่ที่ต้องป้องกัน เพื่อที่ว่าน้ำที่ถูกสูบออกไปจะระบายลงสู่คลองระบายน้ำสายหลักหรือแม่น้ำ บางครั้งการแบ่งพื้นที่ที่ต้องป้องกันออกเป็นพื้นที่ที่มีระดับสูงและที่มีระดับต่ำ แล้วแยกระบบสูบน้ำให้เป็นอิสระต่อกันอาจมีผลในการควบคุมที่ดีกว่า

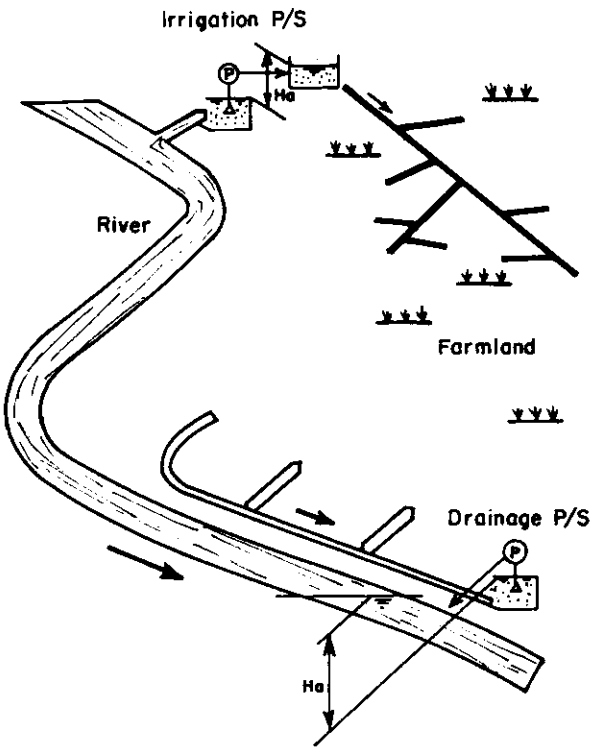
ตัวอย่างการเลือกที่ตั้งของสถานีสูบน้ำเพื่อการชลประทาน และการระบายน้ำแสดงไว้ในรูปที่ 8.1

(2) ระดับน้ำและเฮดของสถานีสูบน้ำเพื่อการชลประทาน

ในกรณีที่แหล่งน้ำที่สูบขึ้นมาใช้เป็นแม่น้ำหรืออ่างเก็บน้ำ ระดับน้ำต่ำสุดที่ใช้ในการออกแบบจะเป็นระดับที่ตรงกับขณะที่มีอัตราการไหลต่ำสุดในช่วงฤดูแล้ง โดยทั่วๆ ไปจะใช้ค่าเฉลี่ยของระดับต่ำสุดที่มีการวัดไว้อย่างต่อเนื่องเป็นระยะเวลา 10 ปีช่วงสุดท้าย ในการกำหนดระดับปกติของน้ำในบ่อสูบ (Normal Water Level, NWL) สำหรับการออกแบบ จะต้องนำเอาค่าลาดชลศาสตร์ (Hydraulic Gradient) ซึ่งรวมเอาการสูญเสียเฮดทุกอย่างจากปากทางรับน้ำจากแหล่ง (Intake) เรื่อยมาจนถึงบ่อสูบมาพิจารณาด้วย

ปั๊มและอาคารสถานีที่เกี่ยวข้องทุกอย่างจะต้องออกแบบให้ทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพในขณะที่ระดับน้ำในบ่อสูบลดลงต่ำสุด (LWL) ระดับดังกล่าวนี้จะคำนวณจากค่าระดับต่ำสุดที่ปากทางเข้า ซึ่งได้จากการคาดคะเนทางสถิติ ระดับน้ำสูงสุดทางท่อดูด (HWL) จะเท่ากับระดับสูงสุดที่คาดว่าจะเกิดขึ้นได้ในแหล่งน้ำของสถานี ระดับน้ำสูงสุดดังกล่าวนี้จะต้องนำมาใช้ในการออกแบบทางรับน้ำและในการกำหนดระดับของพื้นโรงสูบน้ำที่จะต้องติดตั้งปั๊มด้วย

ระดับน้ำของบ่อรับน้ำที่ปลายท่อส่งซึ่งนำมาใช้ออกแบบ (NWL) จะหาได้จากระดับสูง



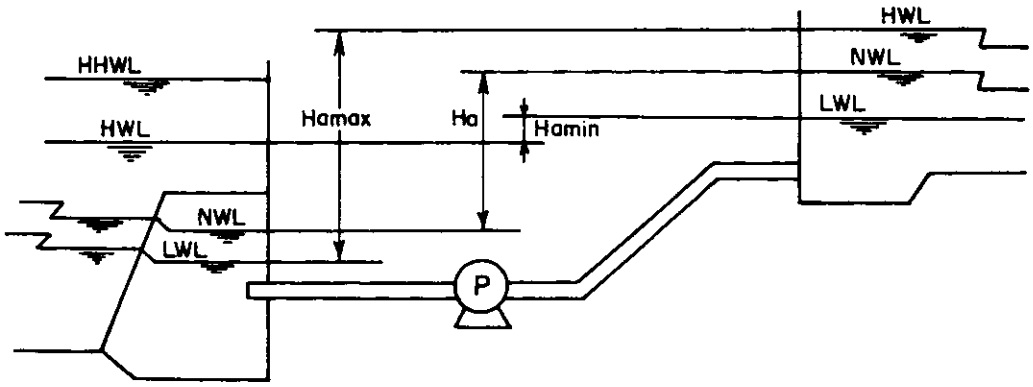
รูปที่ 8.1 ที่ตั้งของสถานีสูบน้ำเพื่อการชลประทาน และเพื่อการระบายน้ำ

สุดของพื้นที่ชลประทาน รวมกับการเสียเฮดที่เกี่ยวข้องเมื่ออัตราการสูบมีค่าสูงสุด ระดับน้ำสูงสุด (HWL) จะต้องหาโดยพิจารณาจากข้อมูลทางเทคนิคของปั๊ม ระบบส่งน้ำ และวิธีควบคุมการทำงานของปั๊ม ระดับน้ำต่ำสุด (LWL) จะเป็นระดับที่คาดว่าจะเกิดขึ้นเมื่ออัตราที่จะสามารถสูบมาใช้ได้มีค่าต่ำสุด

ค่าเฮดสถิตย์ (H_a) ซึ่งแสดงไว้ในรูปที่ 8.2 เป็นค่าความต่างระดับของผิวน้ำที่ระดับเพื่อใช้ในการออกแบบ (NWL) ทางท่อดูดและท่อจ่าย ในงานชลประทานระดับน้ำทางด้านท่อจ่ายจะมีการเปลี่ยนแปลงไม่มากนัก แต่ระดับน้ำทางด้านท่อดูดจะมีการเปลี่ยนแปลงไปตามฤดูกาล ดังนั้นการเปลี่ยนแปลงเฮดสถิตย์ของปั๊มส่วนใหญ่จะมาจากการเปลี่ยนแปลงระดับน้ำทางด้านดูด เฮดสถิตย์สูงสุด (H_{amax}) และต่ำสุด (H_{amin}) ในรูปที่ 8.2 จะเป็นช่วงการทำงานที่ปั๊มจะต้องรับผิดชอบซึ่งควรจะต้องได้รับการยืนยันจากบริษัทผู้ผลิตถึงขีดความสามารถดังกล่าว

(3) ระดับน้ำและเฮดของสถานีสูบระบายน้ำ

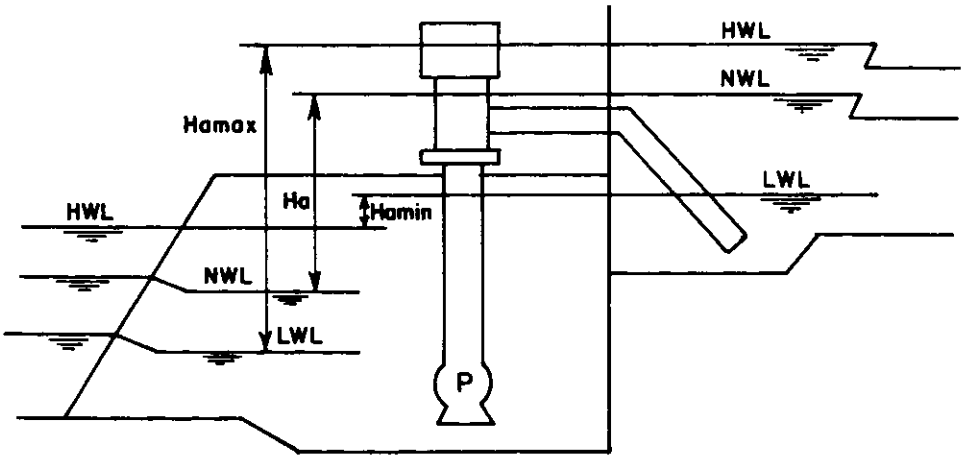
ระดับน้ำทางด้านดูดเพื่อการออกแบบสำหรับสถานีสูบระบายน้ำ จะต้องหาจากระดับน้ำทางด้านเหนือน้ำของสถานีที่กำหนดเอาไว้ เมื่อนำเอาการเสียเฮดเนื่องจากลาดชลศาสตร์ในทางน้ำที่



รูปที่ 8.2 ระดับน้ำและเฮดสถิตย์ของสถานีสูบน้ำเพื่อการชลประทาน

ไหลมาสู่สถานีและการเสียเฮดอื่นๆ ที่เกี่ยวข้องมาหักออก ก็จะได้ระดับน้ำเพื่อการออกแบบ (NWL) ที่บ่อสูบ ระดับน้ำต่ำสุดในบ่อสูบ (LWL) ก็คือระดับน้ำต่ำสุดที่ปั๊มจะสามารถทำงานได้ ซึ่งโดยปกติให้อยู่ต่ำกว่า NWL ประมาณ 0.50 เมตร สำหรับระดับน้ำสูงสุดจะหาจากระดับน้ำสูงสุดที่อาจเป็นไปได้ ณ ที่ตั้งของสถานี ระดับดังกล่าวนี้จะต้องนำไปใช้ในการออกแบบอาคารรับน้ำและระดับพื้นของโรงสูบน้ำ

ระดับน้ำสูงสุดทางด้านจ่าย (NWL) จะหาได้จากการรวมเอาค่าเฮดที่เสียไปในท่อส่งน้ำและท่อลอดที่นำน้ำไปสู่ที่ทิ้งน้ำ กับค่าระดับน้ำสูงสุดในแม่น้ำ หรือทะเลซึ่งเป็นทิ้งน้ำ ระดับน้ำสูงสุดในแม่น้ำอาจจะหาจากไฮโดรกราฟ (Hydrograph) ซึ่งเกิดจากฝนที่ใช้ออกแบบตกในบริเวณต้นน้ำของแม่น้ำ เมื่อน้ำที่ระบายออกจากพื้นที่ไหลลงสู่แม่น้ำขนาดเล็ก จะต้องมีการศึกษา

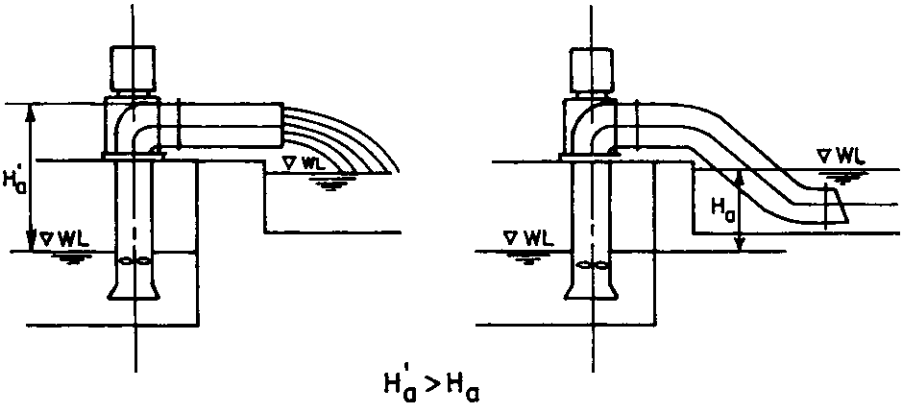


รูปที่ 8.3 ระดับน้ำและเฮดสถิตย์ของสถานีสูบน้ำเพื่อระบายน้ำ

ถึงผลกระทบของการระบายดังกล่าวด้วย ระดับน้ำทางด้านจ่ายที่ใช้ในการออกแบบสำหรับงานระบายน้ำทั่วๆ ไป (NWL) จะใช้ค่าระดับน้ำทางด้านจ่ายเมื่อมีการสูบและระบายออกด้วยอัตราการระบายเฉลี่ยของสถานี ระดับน้ำต่ำสุดทางด้านจ่าย (LWL) มักจะกำหนดให้เท่ากับระดับต่ำสุดของท่อจ่าย

เฮดสถิตย์ของปั๊มเพื่อการระบายน้ำจะขึ้นอยู่กับการเปลี่ยนแปลงระดับน้ำทั้งทางด้านดูดและด้านจ่าย ดังนั้นการเปลี่ยนแปลงจะอยู่ในช่วงที่กว้างมาก เฮดสถิตย์เพื่อการออกแบบ (H_a) สำหรับงานระบายน้ำโดยทั่วๆ ไป จะกำหนดให้เป็นความแตกต่างของระดับน้ำเพื่อการออกแบบทางด้านดูดและด้านจ่าย สำหรับงานป้องกันน้ำท่วม ค่าเฮดสถิตย์สูงสุด (H_{amax}) จะเกิดขึ้นเมื่อระดับน้ำทางด้านจ่ายขึ้นสูงสุด (HWL) เพื่อที่จะให้ปั๊มทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพตลอดช่วงการทำงาน ค่าเฮดสถิตย์เพื่อการออกแบบ (H_a) จะหาได้จากการคูณค่าเฮดสถิตย์สูงสุด (H_{amax}) ด้วย 0.80 สำหรับสถานีสูบน้ำขนาดใหญ่ การหาค่าเฮดที่ใช้ในการออกแบบจะต้องมีการวิเคราะห์การเปลี่ยนแปลงของระดับน้ำภายในพื้นที่ป้องกันน้ำท่วมด้วย

สถานีสูบน้ำจะต้องสามารถทำงานได้ตลอดช่วงการเปลี่ยนแปลงของระดับน้ำที่อาจเกิดขึ้นได้ทั้งทางด้านดูดและด้านจ่าย เมื่อปลายท่อจ่ายอยู่เหนือระดับน้ำจะใช้ระดับหลังท่อจ่ายที่ปลายท่อสำหรับคำนวณเฮดสถิตย์ เพื่อที่จะลดค่าเฮดที่ใช้ในการออกแบบให้เหลือน้อยที่สุด ควรจะให้ปลายท่อจ่ายจุ่มลงไปอยู่ใต้ระดับน้ำดังรูปที่ 8.4



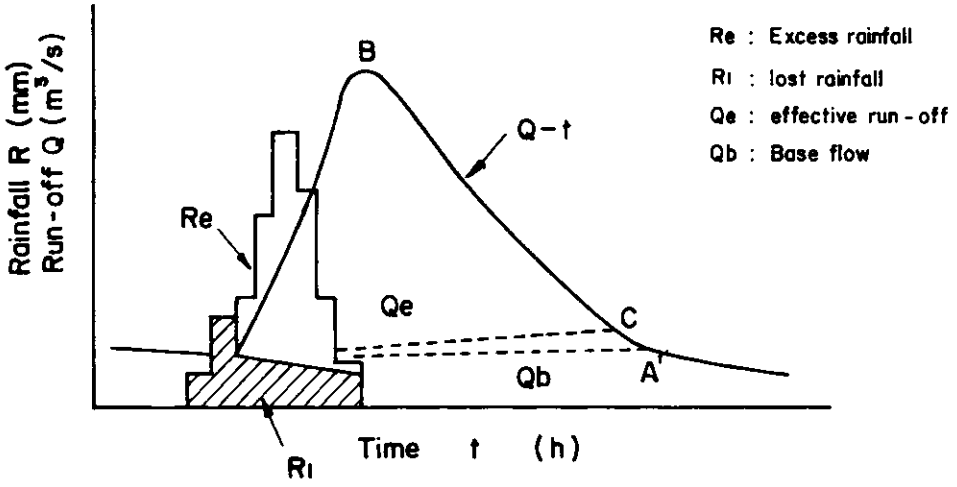
ก. ปลายท่อจ่ายอยู่เหนือระดับน้ำ ข. ปลายท่อจ่ายอยู่ใต้ระดับผิวน้ำ

รูปที่ 8.4 เฮดสถิตย์ของสถานีสูบน้ำ

8.3 การจำลองการระบายน้ำ

(1) ปริมาณน้ำท่าและขีดความสามารถของสถานี

การหาขีดความสามารถหรืออัตราการสูบน้ำที่พอเหมาะสำหรับโครงการป้องกันน้ำท่วม จะต้องมีการศึกษาอย่างรอบคอบโดยตรวจสอบการเพิ่มขึ้นของระดับน้ำในพื้นที่ป้องกันเมื่อมีน้ำท่าที่



รูปที่ 8.5 ไฮโดรกราฟ ของน้ำท่า

ใช้ออกแบบไหลเข้ามาสู่พื้นที่ ปริมาณน้ำท่าดังกล่าวจะได้จากการวิเคราะห์ทางอุทกวิทยาโดยใช้สถิติพายุฝนที่ตกหนักที่สุดในรอบ 10 ถึง 20 ปีมาคำนวณ ปริมาณน้ำท่าที่ได้จะแสดงโดยไฮโดรกราฟ (Hydrograph) ซึ่งบอกอัตราการไหลของน้ำในคลองระบายมาสู่สถานีที่ระยะเวลาต่างๆ ดังรูปที่ 8.5

ระดับน้ำในพื้นที่ป้องกันน้ำท่วมที่จะยอมให้สูงขึ้นได้จะต้องพิจารณาจากลักษณะของพื้นที่ที่ต้องการป้องกัน ในพื้นที่ที่พัฒนาแล้ว ระดับน้ำจะต้องอยู่ต่ำกว่าระดับผิวดินที่อยู่ต่ำที่สุดของพื้นที่เสมอ ในขณะที่พื้นที่นาอาจจะยอมให้เกิดน้ำท่วมได้บ้างในช่วงระยะเวลาหนึ่งซึ่งขึ้นอยู่กับอายุของพืช

การเปลี่ยนแปลงระดับน้ำภายในพื้นที่ป้องกันน้ำท่วม สามารถอธิบายได้โดยสมการ

$$\frac{dh}{dt} = \frac{Q - q(H-h)}{A(h)} \qquad \text{..... (8.8)}$$

โดย h = *ระดับน้ำในพื้นที่ป้องกันน้ำท่วม* (m)

t = *เวลา* (s)

Q = *อัตราการไหลของน้ำท่า* (m^3/s)

H = *ระดับน้ำภายนอกพื้นที่ป้องกัน*

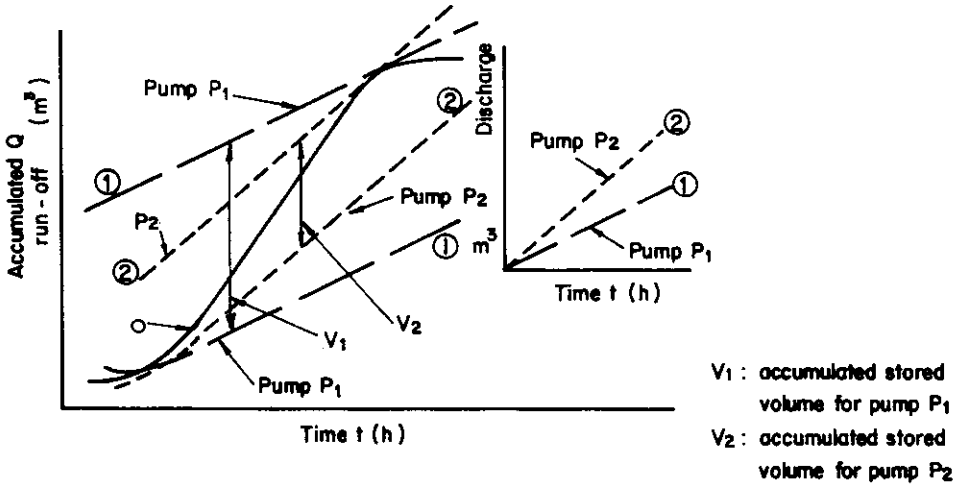
$q(H-h)$ = *อัตราการระบายออกโดยเครื่องสูบน้ำ* (m^3/s)

$A(h)$ = *พื้นที่น้ำท่วม* (m^2)

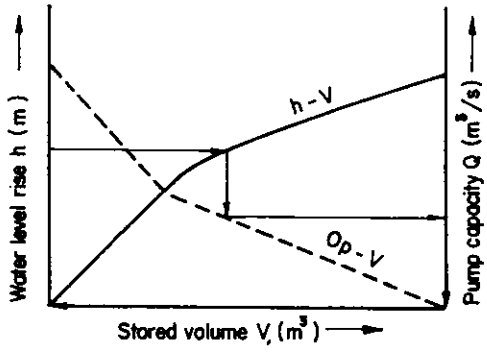
เพื่อที่จะหาขีดความสามารถในการระบายน้ำของสถานีที่เหมาะสม จะต้องมีการวิเคราะห์เพื่อหาการเปลี่ยนแปลงระดับน้ำในพื้นที่ป้องกันโดยใช้สมการที่ (8.8) สำหรับการหาค่า

อัตราการสูบเบื้องต้นของสถานี จะสมมุติให้อัตราการสูบมีค่าคงที่ไม่ว่าจะมีการเปลี่ยนแปลงค่าเฮดสถิตย์ (H-h) หรือไม่ รูปที่ 8.6 แสดงค่าปริมาตรสะสมของน้ำท่าจากไฮโดรกราฟที่ใช้ในการออกแบบ ถ้าเขียนเส้นขนานสองเส้นให้สัมผัสกับเส้นกราฟปริมาตรน้ำท่าสะสม โดยให้ความชันของเส้นขนานเท่ากับความชันของเส้นปริมาตรสะสมที่เกิดจากอัตราการสูบของสถานีที่เลือกใช้ ระยะห่างในแนวดิ่งระหว่างเส้นคู่ขนานก็จะเป็นปริมาตรสะสมสูงสุดของน้ำท่าที่จะถูกเก็บกักอยู่ในพื้นที่ก่อนถูกสูบทิ้งไป

การหาความสัมพันธ์ระหว่างระดับน้ำในพื้นที่ป้องกันกับปริมาตรของน้ำท่าที่ถูกเก็บกักไว้ สามารถทำได้โดยใช้แผนที่ภูมิประเทศดังแสดงไว้โดยเส้นกราฟ h-V ในรูปที่ 8.7 ระดับน้ำในพื้นที่ป้องกันน้ำท่วม h จะกำหนดให้มีค่าเป็นศูนย์ที่ระดับซึ่งปั๊มจะเริ่มทำการสูบน้ำ กราฟซึ่งแสดง



รูปที่ 8.6 การหาปริมาตรของน้ำท่าที่จะสะสมในพื้นที่ป้องกันน้ำท่วมเมื่อใช้ปั๊ม P_1 และ P_2



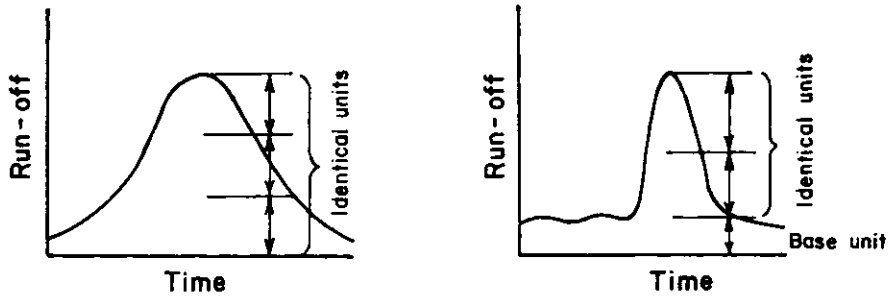
รูปที่ 8.7 การหาขีดความสามารถของสถานีระบายน้ำ

ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการสูบและปริมาณน้ำท่า (Q_p-V) จะนำมาเขียนให้อยู่ในรูปเดียวกัน อัตราการสูบที่ต้องการสำหรับค่าระดับน้ำท่วมที่ยอมให้ค่าหนึ่ง ก็จะหาได้จากเส้นกราฟทั้งสอง ดังแสดงไว้ในรูปที่ 8.7 ขีดความสามารถของสถานีระบายน้ำจะต้องได้รับการตรวจสอบอีกครั้งโดยการวิเคราะห์การเปลี่ยนแปลงระดับน้ำภายในพื้นที่ป้องกัน ซึ่งจะได้อธิบายไว้ในหัวข้อย่อยที่ (4) ต่อจากนี้

(2) การหาจำนวนเครื่องสูบน้ำ

อัตราการสูบสูงสุดที่ต้องการของสถานีจะถูกแบ่งออกเป็นส่วนย่อยๆ เพื่อจะได้สามารถใช้ปั๊มหลายเครื่องทำงานร่วมหรือสลับเปลี่ยนกันให้เหมาะกับปริมาณน้ำท่าซึ่งเปลี่ยนแปลงตามลักษณะของฝน อย่างไรก็ตาม จำนวนขนาดที่แตกต่างกันควรจะมีน้อยที่สุดเพื่อจะได้ลดค่าใช้จ่ายในการก่อสร้างโรงสูบ บำรุงรักษา และนอกจากนั้นยังจะต้องคำนึงถึงการทำงานทดแทนซึ่งกันและกันเมื่อปั๊มเครื่องใดเครื่องหนึ่งต้องหยุดซ่อมหรือบำรุงรักษา

ลักษณะของน้ำท่าที่อาจจะเลือกใช้ปั๊มขนาดเดียวกันทั้งหมดแสดงไว้ในรูปที่ 8.8 (a) ในกรณีที่มีการไหลต่อเนื่องที่อัตราไม่สูงนักเป็นฐานของน้ำท่าซึ่งหลากมาเป็นครั้งคราวดังรูปที่ 8.8 (b) อาจจะมีความเหมาะสมกว่าถ้าใช้ปั๊มขนาดเล็ก 1 เครื่องรองรับการไหลพื้นฐาน และให้ปั๊มขนาดใหญ่หลายเครื่องรับผิดชอบน้ำหลาก



(a) ปั๊มทุกเครื่องมีขนาดเดียวกัน (b) มีปั๊มขนาดเล็กและใหญ่ร่วมกัน

รูปที่ 8.8 การเลือกจำนวนเครื่องสูบน้ำ

ตารางที่ 8.1 เป็นแนวทางทั่วๆ ไป สำหรับการเลือกจำนวนเครื่องสูบน้ำสำหรับโครงการระบายน้ำขนาดกลางและขนาดใหญ่

(3) ช่วงการทำงานของปั๊ม

หลังจากเลือกจำนวนเครื่องดังที่ได้ให้แนวทางไว้ในตารางที่ 8.1 แล้วก็จะได้ค่าอัตราการสูบของปั๊มแต่ละขนาดที่เลือกไว้ รวมทั้งค่าเฮดของปั๊มซึ่งได้จากค่าเฮดสถิตย์ที่ใช้ใน

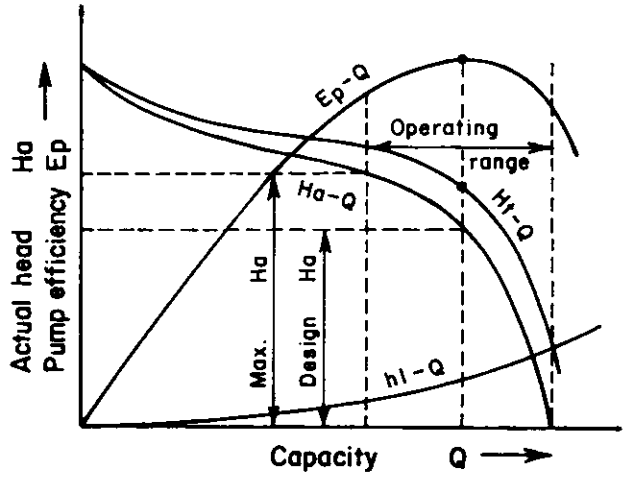
ตารางที่ 8.1 แนวทางในการเลือกจำนวนปั๊มสำหรับโครงการระบายน้ำขนาดกลางและขนาดใหญ่

อัตราการสูบของสถานี ลบ. เมตร/วินาที	จำนวนเครื่อง
น้อยกว่า 10	2 - 3
10 - 30	2 - 4
30 - 100	3 - 5
100 - 200	4 - 6

การออกแบบ และการสูญเสียเฮดความฝืดที่คาดว่าจะเกิดขึ้น กราฟ H-Q ของปั๊มก็จะสามารถเลือกหาได้โดยอ้างอิงจากข้อมูลทางเทคนิคของปั๊มที่สามารถนำมาใช้ได้ เนื่องจากในงานระบายน้ำเฮดรวมของปั๊มมักจะมีค่าน้อยแต่จะมีอัตราการสูบสูง ปั๊มที่ใช้ส่วนใหญ่จึงเป็นแบบ Axial หรือ Mixed Flow

โดยการหักค่าการสูญเสียเฮดความฝืด h_l ออกจากค่าเฮด H_t ของกราฟ H_t-Q ที่อัตราการสูบค่าเดียวกัน กราฟที่ได้ใหม่ก็จะเป็นกราฟซึ่งแสดงความสัมพันธ์ระหว่างเฮดสถิตย์กับอัตราการสูบ (H_a-Q) ดังแสดงในรูปที่ 8.9 ดังนั้น ช่วงการทำงานของปั๊มก็จะหาได้จากช่วงการเปลี่ยนแปลงเฮดสถิตย์ที่คาดว่าจะเกิดขึ้นจริง

ถ้าที่สถานีระบายน้ำซึ่งติดตั้งปั๊มในลักษณะของรูปที่ 8.3 และมีคลองระบายโดยอาศัยแรงดึงดูดของโลกรวมอยู่ด้วย ค่าเฮดสถิตย์จะมีค่าต่ำสุดเมื่อปั๊มเริ่มทำงานและสูงสุดเมื่อปั๊มหยุด



รูปที่ 8.9 ช่วงการทำงานของปั๊ม

ทำงาน โดยปกติค่าเฮดสูงสุดจะเกิดขึ้นเมื่อระดับน้ำภายนอกขึ้นสูงสุด และเนื่องจากในกรณีเช่นนี้ช่วงการทำงานของปั๊มจะกว้างมาก ดังนั้นจะต้องมีการตรวจสอบลักษณะการทำงานของปั๊มและสมรรถนะการทำงานทางด้านดูด เพื่อหลีกเลี่ยงอันตรายจากคาวิเตชั่นตลอดช่วงการทำงานของมัน

(4) การจำลองการเปลี่ยนแปลงระดับน้ำ

เพื่อที่จะเป็นการยืนยันถึงความเหมาะสมของอัตราการสูบของสถานีระบายน้ำที่เลือกไว้ จำเป็นต้องมีการวิเคราะห์เพื่อจำลองการเปลี่ยนแปลงของระดับน้ำในพื้นที่ป้องกัน เพื่อที่จะได้มั่นใจว่า ระดับน้ำที่เพิ่มขึ้นสูงสุดจะไม่สูงเกินกว่าระดับที่ยอมให้

ในการวิเคราะห์ดังกล่าวอย่างน้อยต้องมีข้อมูลเพื่อการออกแบบดังต่อไปนี้ คือ

(1) ไฮโดรกราฟของน้ำท่าที่ใช้ในการออกแบบ

(2) การเปลี่ยนแปลงระดับน้ำทางด้านจ่ายในช่วงเวลาต่างๆ

(3) ความสัมพันธ์ระหว่างระดับน้ำภายในพื้นที่ป้องกันกับปริมาตรที่เก็บกักโดยพื้นที่น้ำท่วม (รูปที่ 8.7)

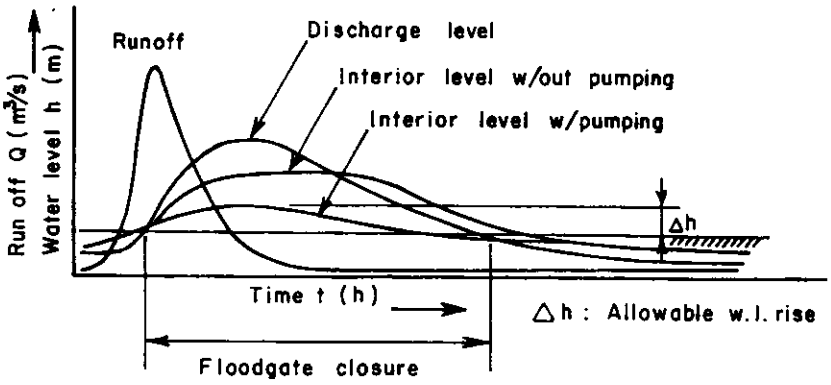
(4) กราฟ H-Q ของปั๊ม (รูปที่ 8.9)

การเปลี่ยนแปลงระดับน้ำภายในพื้นที่ป้องกันสามารถคำนวณได้ตามวิธีการที่ให้ไว้ในตารางที่ 8.2 เวลาที่เริ่มต้นจะเป็นเวลาซึ่งปั๊มเริ่มทำงาน และจะคำนวณต่อเนื่องไปจนถึงเวลาซึ่งระดับน้ำภายนอกลดลงจนถึงระดับที่จะสามารถระบายออกไปได้โดยแรงดึงดูดของโลก ช่วงการเพิ่มของเวลา (Δt) จะเลือกใช้ให้เหมาะกับความละเอียดถูกต้องที่ต้องการ จำนวนปั๊มที่ทำงานในช่วงเวลาต่างๆ จะเลือกให้พอเหมาะกับอัตราไหลของน้ำท่าที่ต้องการระบาย ระดับน้ำภายในพื้นที่ป้องกันที่ระบุจะสัมพันธ์กับปริมาตรของน้ำท่าที่เก็บกักอยู่ในพื้นที่ในช่วงเวลาใดเวลาหนึ่ง

เมื่อนำผลการวิเคราะห์ที่ได้มาเขียนร่วมกับไฮโดรกราฟของน้ำท่า ก็จะสามารถตรวจสอบการเพิ่มขึ้นของระดับน้ำภายในพื้นที่ป้องกัน ดังแสดงไว้ในรูปที่ 8.10 ถ้าผลของการตรวจสอบชี้ให้เห็นว่าการควบคุมระดับน้ำในพื้นที่ยังไม่เป็นที่น่าพอใจ ก็จะต้องมีการแก้ไขโดยการเปลี่ยนแปลงอัตราการสูบของสถานีหรือเปลี่ยนแปลงเฮดสถิตย์สำหรับออกแบบให้เหมาะสมยิ่งขึ้น อัตราการสูบเฉลี่ยของสถานีจะหาได้จากการหารความแตกต่างระหว่างปริมาตรของน้ำท่าทั้งหมดกับปริมาตรที่สามารถเก็บกักได้ในพื้นที่ป้องกัน ด้วยระยะเวลาที่ปั๊มทำงาน

ตารางที่ 8.2 การคำนวณการเปลี่ยนแปลงระดับน้ำในพื้นที่ป้องกัน

เวลา	ช่วงเวลาที่เพิ่มขึ้น	อัตราไหลของน้ำท่า	ระดับน้ำภายใน	ระดับน้ำภายนอก	เฮดของปั๊ม	อัตราการสูบออก	อัตราที่เก็บกัก	ปริมาตรเก็บกัก	ปริมาตร
t	Δt	Q	H_i	H_d	H_t	Q_d	ΔQ	ΔV	V
(hr)	(min)	(m^3/s)	(m)	(m)	(m)	(m^3/s)	(m^3/s)	($m^3/\Delta t$)	(m^3)



รูปที่ 8.10 การเปลี่ยนแปลงระดับน้ำในพื้นที่ป้องกันน้ำท่วม

8.4 ระบบสูบน้ำเพื่อการชลประทาน

ระบบสูบน้ำของโครงการชลประทานจำเป็นจะต้องได้รับการพิจารณาวางโครงการและออกแบบอย่างรอบคอบเพื่อให้โครงการดังกล่าวมีความเชื่อถือได้ มีค่าดำเนินการต่ำ ง่ายต่อการจัดการ และมีขนาดการลงทุนที่ประหยัด ดังนั้นจะต้องมีการเลือกองค์ประกอบของโครงการและวิธีการควบคุมที่เหมาะสมกับสภาพภูมิประเทศของพื้นที่และเงื่อนไขทางชลศาสตร์ที่เกี่ยวข้อง

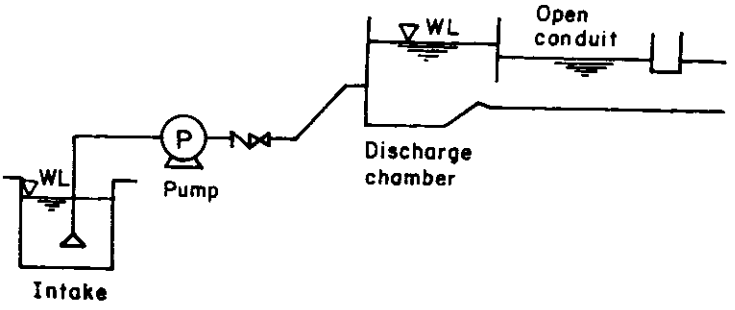
ระบบชลประทานอาจแยกออกเป็นระบบส่งน้ำและระบบชลประทานในไร่นา ในระบบส่งน้ำน้ำชลประทานส่วนใหญ่จะถูกลำเลียงจากแม่น้ำหรืออ่างเก็บน้ำไปสู่พื้นที่เพาะปลูกโดยคลองชลประทาน เช่น คลองส่งน้ำให้แก่พื้นที่ทำนา ในกรณีดังกล่าวนี้ กำหนดการสูบน้ำจะจัดทำขึ้นโดยโครงการ แต่ก็คำนึงถึงความต้องการใช้น้ำของเกษตรกรด้วย

ท่อส่งน้ำมักจะใช้ในกรณีที่เป็นการให้น้ำแก่พืชโดยการสูบจากสระหรืออ่างเก็บน้ำแล้วส่งไปให้แก่พืชที่ปลูกไว้ ในกรณีนี้ การใช้น้ำของพืชจะเป็นตัวควบคุมกำหนดการสูบน้ำของปั๊ม

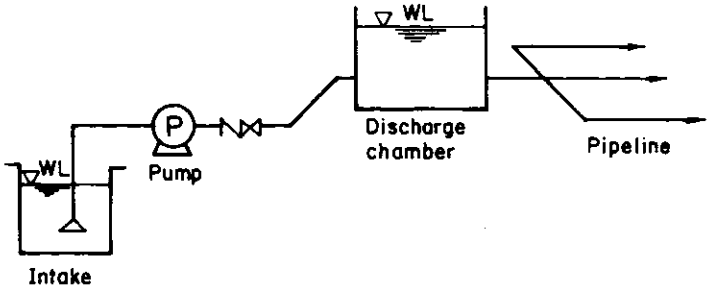
(1) ระบบส่งน้ำชลประทาน

ระบบส่งน้ำชลประทานอาจแบ่งแยกออกได้เป็น 3 ประเภท คือ ระบบเปิด ระบบกึ่งเปิด และระบบปิด ระบบเปิดจะประกอบด้วยระบบสูบน้ำซึ่งจ่ายน้ำผ่านท่อไปยังบ่อรับน้ำและมีทางน้ำเปิดหรือคลองลำเลียงน้ำไปสู่พื้นที่เพาะปลูกอีกทีหนึ่ง ดังเช่นรูปที่ 8.11 ระบบส่งน้ำแบบนี้ถึงแม้ว่าจะสามารถปรับอัตราการไหลหรือระดับผิวน้ำได้ แต่เนื่องจากมีพื้นที่ผิวน้ำกว้างขวาง การตอบสนองต่อการปรับหรือควบคุมจะค่อนข้างช้า

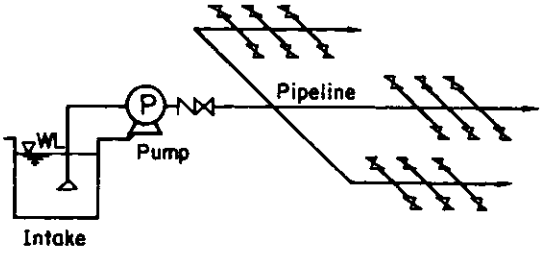
ในระบบกึ่งเปิด เครื่องสูบน้ำจะจ่ายน้ำผ่านท่อไปสู่บ่อรับน้ำเช่นเดียวกันกับแบบแรก แต่การส่งน้ำหลังจากนั้นจะเป็นการส่งผ่านท่อทั้งหมดดังเช่นในรูปที่ 8.12 ระบบนี้จะสามารถสนองต่อความผันแปรของการใช้น้ำได้บ้างซึ่งจะขึ้นอยู่กับปริมาตรของบ่อรับน้ำ อย่างไรก็ตาม การตอบ



รูปที่ 8.11 ระบบส่งน้ำชลประทานแบบเปิด



รูปที่ 8.12 ระบบส่งน้ำชลประทานแบบกึ่งเปิด

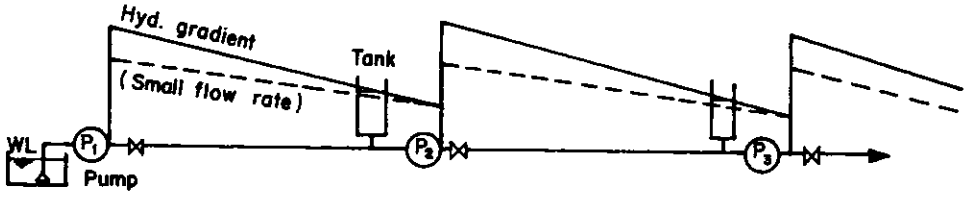


รูปที่ 8.13 ระบบส่งน้ำชลประทานแบบปิด

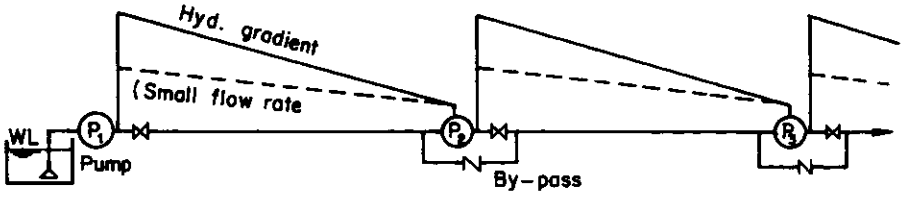
สนองต่อการควบคุมจะดีกว่าแบบแรก นอกเหนือจากการปรับอัตราการไหลและระดับน้ำแล้ว ยังจะสามารถปรับความดันได้ด้วย

ในระบบปิด ท่อจ่ายน้ำของปั๊มจะต่อตรงเข้ากับท่อส่งน้ำของระบบโดยไม่ผ่านอุปกรณ์เปิดที่ใดเลยดังเช่นรูปที่ 8.13 การปรับอัตราการไหลและความดันจะทำได้รวดเร็วมาก

ในการส่งน้ำเป็นระยะทางไกลๆ อาจมีการติดตั้งสถานีเพิ่มความดัน (Booster Pumping Station) เป็นระยะๆ ตามความจำเป็นที่เกิดขึ้นจากสภาพภูมิประเทศที่ท่อส่งน้ำวิ่งผ่าน รูปที่ 8.14



รูปที่ 8.14 สถานีเพิ่มความดันในท่อพร้อมถังเก็บน้ำทางด้านดูด



รูปที่ 8.15 การเพิ่มความดันในท่อโดยการต่อท่อเข้ากับสถานีเพิ่มความดันโดยตรง

แสดงให้เห็นถึงสถานีเพิ่มความดันในท่อซึ่งมีถังเก็บน้ำติดตั้งไว้ทางด้านดูดของสถานีทุกแห่ง ความดันในท่อที่ยังคงเหลืออยู่บ้างจากปั๊มเครื่องแรกจะถูกรวมเข้ากับที่จะได้จากปั๊มเพิ่มความดันโดยไม่สูญเสียไปมากนัก ถังเก็บน้ำทางด้านดูดจะทำหน้าที่ชดเชยความแตกต่างของอัตราการสูบระหว่างปั๊มสองเครื่องที่ติดตั้งไว้ก่อนและหลังที่ตั้งของถังเก็บน้ำ นอกจากนั้น ถังเก็บน้ำยังมีประโยชน์ในการช่วยควบคุมการกระโชกของคลื่นความดัน (Surge) ในขณะที่มีการเปิดหรือปิดปั๊มมิให้เป็นไปอย่างรุนแรงอีกด้วย

การเพิ่มความดันในท่ออาจทำได้โดยการติดตั้งสถานีเพิ่มความดันเข้ากับท่อโดยตรงดังรูปที่ 8.15 เพื่อที่จะให้การไหลเป็นไปอย่างต่อเนื่องจนหมด จะมีการต่อท่ออ้อม (By-pass) ปั๊มและวาล์วพร้อมกับติดตั้งเชควาล์ว การสูญเสียพลังงานจากการเพิ่มความดันในท่อโดยวิธีนี้จะมีไม่มากนัก แต่จำเป็นจะต้องติดตั้งเครื่องป้องกันหลายชนิดเพื่อให้ทั้งระบบสามารถทำงานได้อย่างปลอดภัย

(2) ตัวควบคุมและวิธีการควบคุม

เพื่อให้อัตราการสูบของปั๊มสอดคล้องกับความต้องการน้ำซึ่งแปรเปลี่ยนไปตามกาลเวลา จำเป็นจะต้องมีการควบคุมการทำงานของสถานีสูบน้ำโดยใช้สัญญาณจากระดับน้ำ ความดันในท่อ หรืออัตราการไหลที่มีเครื่องวัดติดตั้งไว้เป็นตัวควบคุม การควบคุมการทำงานของปั๊มอาจทำด้วยมืออย่างได้ผลในระดับหนึ่ง แต่ถ้าต้องการจะให้ระบบสูบน้ำมีการตอบสนองอย่างรวดเร็วและเชื่อถือได้ ส่วนมากมักจะเลือกใช้ระบบควบคุมโดยอัตโนมัติ

การควบคุมต่อไปนี้ เป็นวิธีที่ใช้กันอยู่สำหรับตรวจสอบและควบคุมการทำงานของ

สถานีสูบน้ำ คือ

ก. การควบคุมโดยใช้ระดับน้ำ

การทำงานของปั๊มอาจจะถูกควบคุมโดยระดับน้ำในบ่อรับน้ำ เพื่อให้น้ำในบ่อนั้นมีระดับอยู่ในขอบเขตที่กำหนดตลอดเวลา ถ้าบ่อรับน้ำของปั๊มหรือสถานีสูบน้ำมีปริมาตรมากพอ มักจะใช้ระดับน้ำในบ่อรับน้ำมาเลือกจำนวนปั๊มที่จะทำงานเนื่องจากสามารถทำได้ง่าย แต่ถ้าบ่อรับน้ำมีขนาดเล็กก็จะใช้ระดับน้ำมาควบคุมขนาดช่องเปิดของวาล์ว หรือควบคุมความเร็วรอบ ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับลักษณะของระบบ

ข. การควบคุมโดยใช้ระดับความดัน

ความดันของน้ำในท่อสามารถวัดแล้วนำมาใช้ควบคุมการทำงานของปั๊มได้ เมื่อท่อส่งน้ำมีความยาวน้อยและกราฟเฮดของระบบแบน การใช้ความดันมาควบคุมจำนวนปั๊มที่จะต้องทำงานจะได้ผลดี ในกรณีที่ท่อมีความยาว ความดันในท่อส่งจะถูกนำมาเป็นตัวสำหรับปรับให้ได้อัตราการสูบที่ต้องการ ถ้าเป็นการสูบน้ำไปเก็บไว้ในถังปิด ระดับความดันในถังจะถูกตรวจวัดและนำมาควบคุมการเปิดปิดปั๊ม การควบคุมเพื่อให้ได้อัตราการสูบที่ละเอียดถูกต้องจะทำโดยควบคุมวาล์วหรือควบคุมความเร็วรอบอย่างใดอย่างหนึ่ง ร่วมกับการควบคุมจำนวนปั๊มให้ทำงานพร้อมกัน

ค. การควบคุมโดยอัตราการไหล

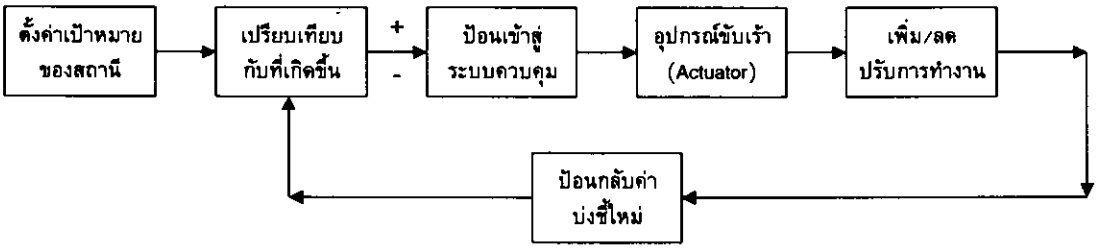
อัตราการสูบของปั๊มสามารถตรวจสอบและนำไปใช้ควบคุมให้ปั๊มทำงานให้ได้ตามอัตราที่กำหนด เมื่ออัตราที่จะสามารถสูบได้จากแหล่งน้ำมีจำนวนจำกัด ค่าอัตราการสูบของปั๊มก็จะถูกควบคุม แต่ทั้งนี้จะต้องนำเอาความต้องการน้ำมาพิจารณาในการกำหนดค่าที่จะควบคุมปั๊มด้วย สำหรับโครงการสูบน้ำขนาดเล็กและขนาดกลาง การควบคุมจะทำโดยเลือกกำหนดจำนวนปั๊มที่จะทำงานร่วมกับการควบคุมขนาดช่องเปิดของวาล์ว แต่ถ้าเป็นสถานีสูบน้ำขนาดใหญ่การควบคุมที่ใช้มักจะเป็นการควบคุมความเร็วรอบของปั๊ม

ง. การควบคุมโดยแผนการใช้น้ำ

ค่าระดับน้ำหรืออัตราการไหลอาจจะถูกกำหนดไว้ตามแผนการใช้น้ำ ถ้าบ่อรับน้ำจากสถานีสูบน้ำมีขนาดใหญ่ ความแปรปรวนของความต้องการน้ำในช่วงระยะเวลาต่างๆ สามารถทำให้มีผลกระทบน้อยลงได้โดยการชดเชยจากน้ำในบ่อรับน้ำ และอัตราการสูบน้ำก็จะไม่เปลี่ยนแปลงมากถ้ามีแผนการใช้น้ำเป็นตัวควบคุม

(3) การควบคุมโดยอัตโนมัติ

เพื่อให้การเปลี่ยนแปลงความต้องการน้ำได้รับการตอบสนองอย่างรวดเร็วและถูกต้อง ระบบควบคุมที่ใช้จะต้องเป็นแบบระบบควบคุมย้อนกลับ (Feedback Control System) ตัวบ่งชี้ที่นำมาใช้ทำการควบคุมซึ่งได้แก่ ระดับน้ำ ความดัน หรืออัตราการไหล จะถูกวัดแล้วใช้เป็นข้อมูลป้อนเข้าสู่ระบบควบคุมเพื่อเปรียบเทียบกับค่าที่กำหนดไว้ เมื่อมีความแตกต่างเกิดขึ้น ระบบควบคุม



รูปที่ 8.16 ระบบควบคุมย้อนกลับอัตโนมัติ

ก็จะสั่งให้เพิ่มหรือลดจำนวนปั๊มที่ทำงาน ปรับขนาดช่องเปิดของวาล์ว หรือเปลี่ยนแปลงความเร็วรอบของปั๊ม จนกระทั่งค่าของตัวบ่งชี้เท่ากับค่าที่ตั้งเอาไว้ การปรับเปลี่ยนโดยระบบควบคุมอัตโนมัตินี้จะใช้เวลาไม่มากนัก ขั้นตอนของระบบดังกล่าวแสดงไว้ในรูปที่ 8.16

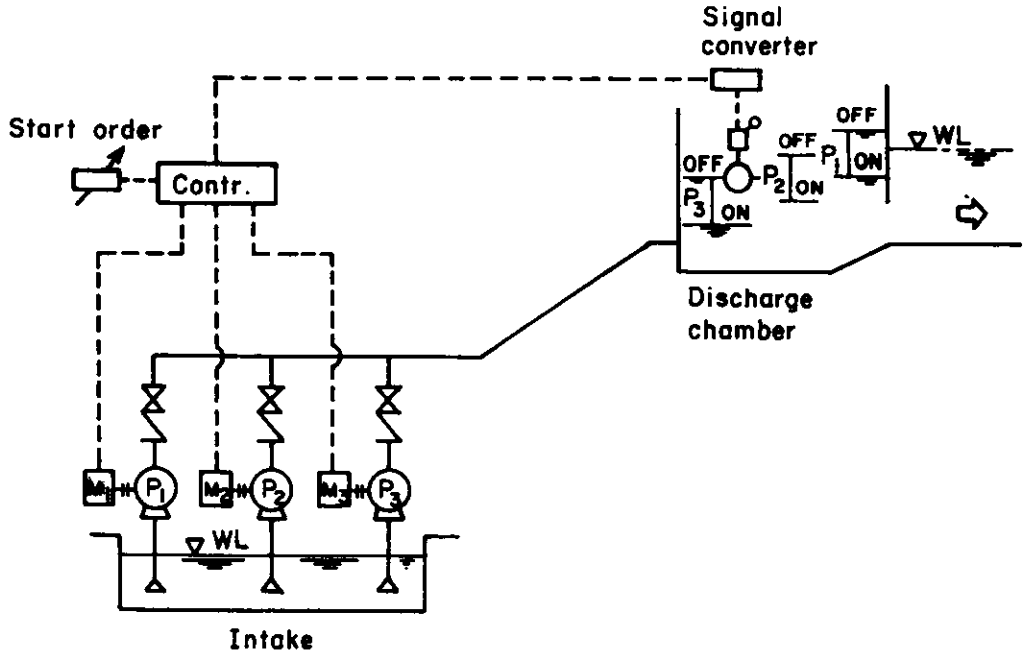
รูปแบบของระบบควบคุมจะถูกเลือกมาจากวิธีที่มีความเหมาะสมกับระบบสูบน้ำที่ใช้มากที่สุด สำหรับการควบคุมการเปิด-ปิดของปั๊มนั้นจะเป็นแบบสองหรือหลายตำแหน่งพร้อมกับจัดให้มีแถบไร้ผลสนอง (Dead Band) สำหรับสัญญาณที่ป้อนเข้าสู่ระบบ เพื่อหลีกเลี่ยงการแกว่งของสัญญาณ และเพื่อที่จะให้ได้รับสัญญาณที่ป้อนเข้าอย่างต่อเนื่อง วิธีการควบคุมก็จะเลือกจากแบบที่ใช้กันทั่วๆ ไป เป็นต้นว่าแบบ P (Proportional), PI (Proportional + Integration) และ PID (Proportional + Integration + Differentiation) สำหรับระบบที่ต้องการเวลาในการตอบสนองที่ยาวนาน ก็จะใช้ฟังก์ชั่นสุ่มตัวอย่างเวลา (Time Sampling Function) เพื่อให้การควบคุมมั่นคงขึ้น

โดยการใช้เครื่องควบคุมแบบมาตรฐานซึ่งใช้สัญญาณ DC 1.5 V หรือ DC 4-20 mA เป็นสัญญาณเข้าและออก จะสามารถนำเอาระบบอัตโนมัติมารวมเข้าด้วย ในปัจจุบันจะมีการนำเอาตัวควบคุมที่สามารถโปรแกรมได้มาใช้กันมาก เนื่องจากจะมีความคล่องตัวในการเปลี่ยนรูปแบบการควบคุมสูงกว่า

(4) การใช้ระบบควบคุมอัตโนมัติ

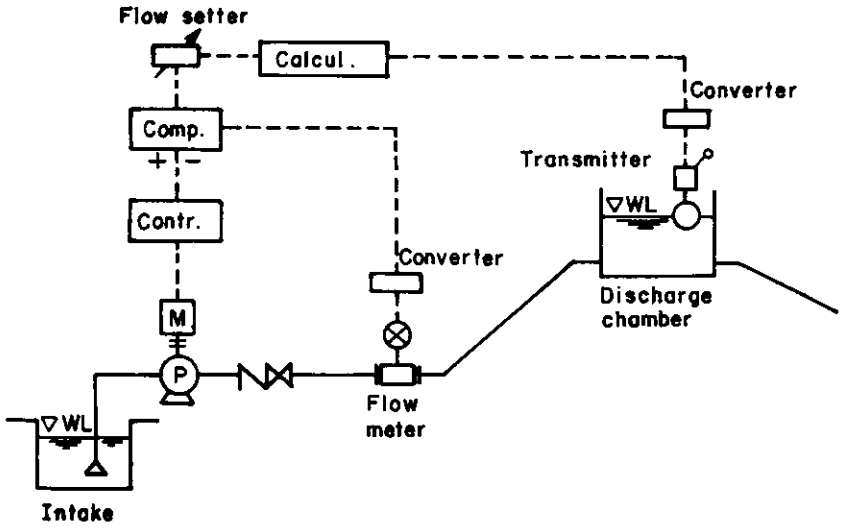
เมื่อบ่อรับน้ำที่ปลายท่อจ่ายของปั๊มมีปริมาตรมากพอ จำนวนปั๊มที่จะถูกเลือกให้ทำงานจะถูกกำหนดโดยอัตโนมัติจากค่าของระดับน้ำในบ่อรับน้ำที่ตั้งเอาไว้ ดังแสดงในรูปที่ 8.17 สำหรับการตอบสนองต่อความต้องการน้ำที่คาดว่าจะมีการเปลี่ยนแปลง จำเป็นต้องตรวจสอบว่าความถี่ในการสตาร์ตของปั๊มแต่ละเครื่องจะเกินขอบเขตที่กำหนดหรือไม่ การสลับเปลี่ยนการทำงานของปั๊มแต่ละเครื่องสามารถทำได้เพื่อช่วยยืดเวลาพักระหว่างการทำงานสองครั้งให้ยาวนานออกไป และเพื่อให้ปั๊มแต่ละเครื่องมีระยะเวลาในการทำงานใกล้เคียงกัน การควบคุมการสูบน้ำดังกล่าวนี้จะเป็นการควบคุมตามวิธีการจัดการของโครงการ ซึ่งต้องการควบคุมระดับน้ำในบ่อรับน้ำให้อยู่ในช่วงที่กำหนด

การควบคุมอัตราการสูบโดยอัตโนมัติจะใช้เมื่อต้องการให้อัตราการสูบสอดคล้องกับ



รูปที่ 8.17 การกำหนดจำนวนปั๊มที่ทำงานโดยใช้ระดับน้ำเป็นตัวควบคุม

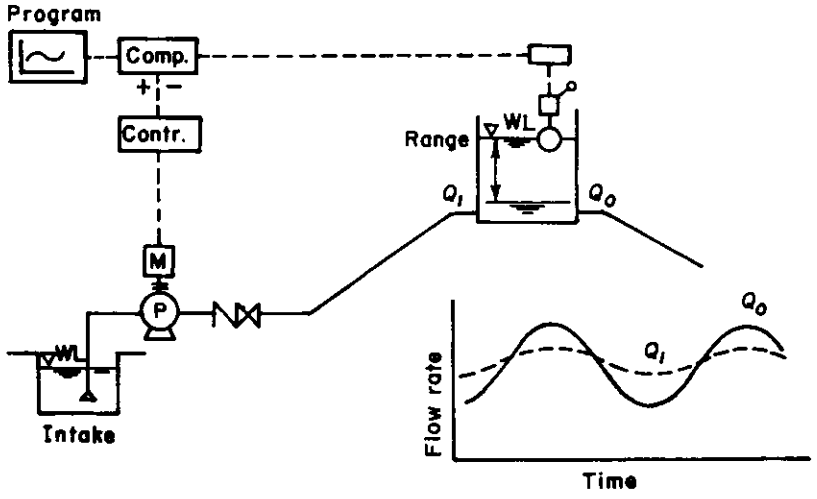
ความต้องการทางด้านท้ายน้ำของบ่อรับน้ำ อัตราการไหลที่กำหนดให้ปั๊มทำงานจะถูกปรับค่าตลอดเวลาโดยการตรวจสอบจากระดับน้ำในบ่อรับน้ำ ดังรูปที่ 8.18 การควบคุมแบบนี้จะต้องมีการติดตั้งอุปกรณ์รายงานระดับน้ำต่ำสุดและสูงสุด



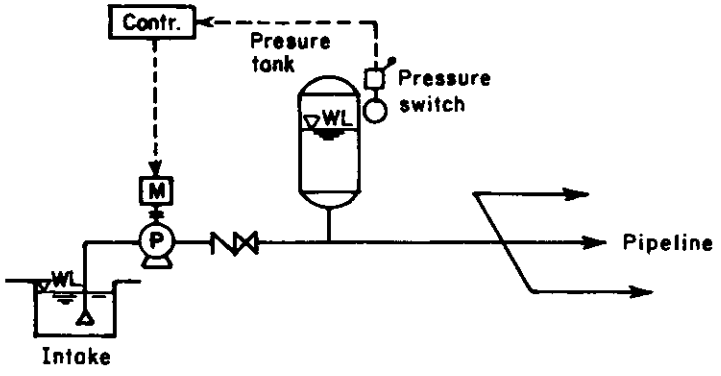
รูปที่ 8.18 การควบคุมอัตราการสูบให้สอดคล้องกับความต้องการ

ในกรณีที่มีอ่างเก็บน้ำหรือบ่อรับน้ำขนาดใหญ่พอที่จะชดเชยความต้องการน้ำที่แปรปรวน ก็อาจจะใช้แผนการใช้น้ำมาควบคุมระดับน้ำในอ่างเก็บน้ำดังรูปที่ 8.19 แผนการใช้น้ำซึ่งจะกำหนดค่าระดับน้ำในอ่างเก็บน้ำที่ระยะเวลาที่ระบุ จะหาได้จากข้อมูลการเปลี่ยนแปลงการใช้น้ำที่เกิดขึ้นเป็นประจำและขนาดของอ่างเก็บน้ำที่รองรับน้ำจากสถานีสูบน้ำ การทำงานของปั๊มจะถูกควบคุมโดยข้อมูลระดับน้ำซึ่งจะนำไปเทียบกับค่าระดับน้ำซึ่งทำแผนเอาไว้

การควบคุมโดยระดับความดันในท่อส่งน้ำมักจะใช้กับระบบส่งน้ำปิดหรือระบบท่อ ในกรณีที่เป็นระบบขนาดเล็กก็มักจะใช้ถังความดัน จำนวนปั๊มที่จะถูกเลือกให้ทำงานเพื่อรักษาระดับความดันในระบบให้อยู่ในช่วงที่ต้องการจะกำหนดโดยระดับความดันภายในถัง การควบคุมแบบนี้แสดงไว้ในรูปที่ 8.20



รูปที่ 8.19 การควบคุมระดับน้ำโดยแผนการใช้น้ำ



รูปที่ 8.20 การควบคุมโดยระดับความดันในถัง

ในกรณีที่ท่อมีความยาวไม่มากนัก ความดันในท่อจ่ายจะถูกนำมาใช้เป็นตัวควบคุมการทำงานของปั๊ม เมื่อท่อมีความยาวและมีการสูญเสียเฮดในท่อมาก จะต้องมีการปรับค่าระดับความดันที่กำหนดให้ปั๊มทำงานให้สอดคล้องกับอัตราการไหลในท่อ โดยการจัดให้มี Function Generator ดังแสดงไว้ในรูปที่ 8.21 ความดันที่กำหนดจะหาได้จากสมการ

$$H = K \cdot Q^n + H_a + P_o \qquad \text{..... (8.9)}$$

โดย H = *ความดันที่กำหนดให้ปั๊มทำงาน*

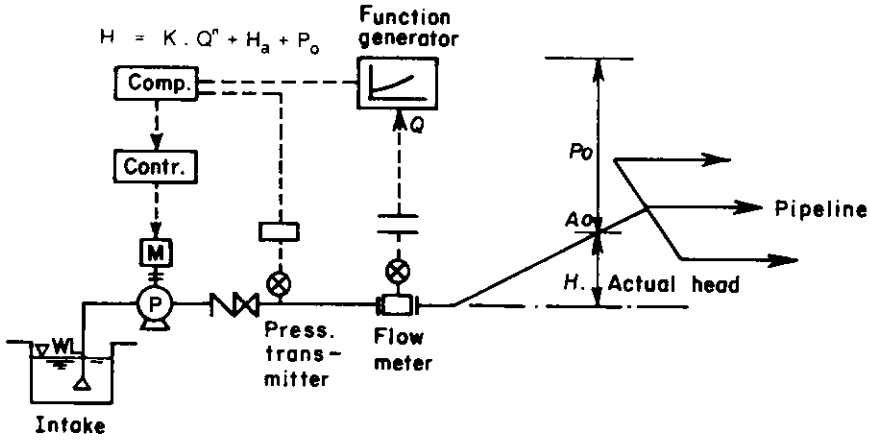
K = *ค่าคงที่ซึ่งหาได้จากลักษณะของระบบท่อ*

Q = *อัตราการสูบของปั๊ม*

n = *ค่ายกกำลังสำหรับการเสียเฮดอันเนื่องมาจากความฝืด*

H_a = *ค่าเฮดสถิตย์ที่ได้จากเครื่องวัดความดัน*

P_o = *เฮดความดันที่ปลายท่อ*



รูปที่ 8.21 การควบคุมโดยความดันในท่อจ่ายที่ผันแปรไปตามอัตราการไหล

8.5 การควบคุมสำหรับงานสูบระบายน้ำ

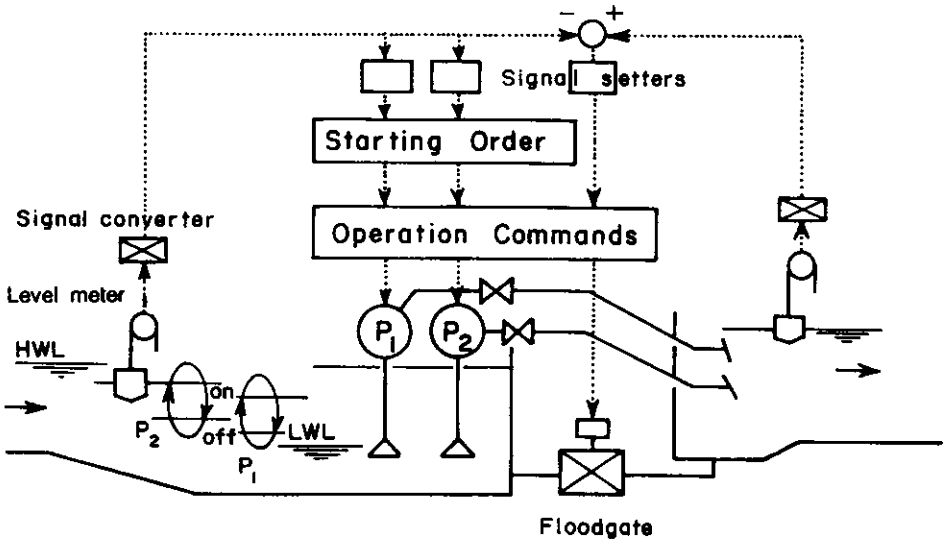
เพื่อให้สามารถรองรับน้ำผิวดินที่ไหลเข้ามาสู่สถานีระบายน้ำด้วยอัตราที่ไม่สม่ำเสมอ จำเป็นจะต้องมีการเดินเครื่องสูบน้ำในลักษณะที่สามารถควบคุมระดับน้ำทางด้านท่อดูดให้อยู่ในขอบเขตที่ยอมให้ นอกเหนือจากการควบคุมด้วยมือโดยพนักงานสูบน้ำ สถานีสูบน้ำที่ทันสมัยมักจะใช้ระบบควบคุมอัตโนมัติ

(1) การเลือกจำนวนปั๊มให้เดินเครื่อง

เนื่องจากโดยปกติสถานีสูบน้ำจะติดตั้งปั๊มไว้อย่างน้อยสองเครื่อง การควบคุมในงาน

ระบายน้ำโดยทั่วๆ ไปจึงมักใช้วิธีเลือกจำนวนปั๊มที่จะให้ทำงาน การเดินเครื่องจะทำโดยการตรวจสอบระดับน้ำทางด้านดูดด้วยเครื่องวัดระดับน้ำซึ่งติดตั้งไว้ในทางเข้าบ่อสูบ

สำหรับการสูบระบายน้ำในช่วงปกติซึ่งน้ำที่ต้องระบายเป็น Base Flow จะเป็นการสะดวกที่จะใช้ระบบควบคุมแบบวงรอบอัตโนมัติ (Automatic Control Loop) ซึ่งจำนวนปั๊มที่ทำงานจะถูกกำหนดโดยระดับน้ำทางด้านดูดที่วัดได้ ดังรูปที่ 8.22 เพื่อที่จะกระจายชั่วโมงการทำงานของปั๊มแต่ละเครื่องให้เท่ากัน ลำดับที่ของปั๊มที่จะสตาร์ตจะถูกกำหนดให้เป็นไปโดยอัตโนมัติ



รูปที่ 8.22 การทำงานของปั๊มที่ควบคุมโดยระดับน้ำ

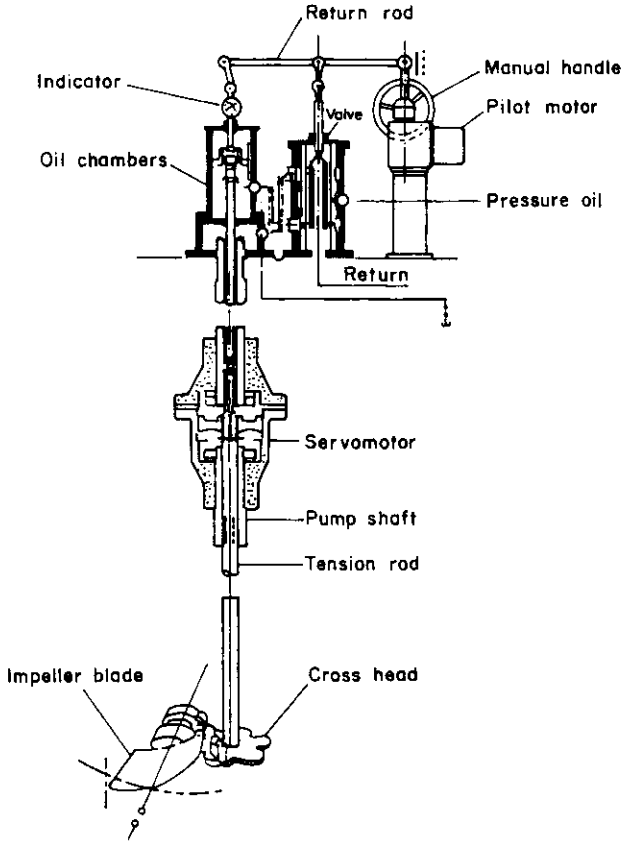
เมื่อมีการก่อสร้างประตูระบายไว้ใกล้ๆ กับสถานีสูบระบายน้ำ ความแตกต่างของระดับน้ำหน้าและหลังประตูระบายจะทราบได้จากเครื่องวัดระดับน้ำที่ติดตั้งไว้ และถ้ามีการติดตั้งชุดแจ้งเหตุเอาไว้ สัญญาณจากเครื่องวัดระดับน้ำทั้งสองก็จะแจ้งให้พนักงานสูบน้ำทำการปิดหรือเปิดประตูระบาย

(2) การควบคุมโดยการปรับมุมใบพัด

สำหรับปั๊มระบายน้ำขนาดกลางและขนาดใหญ่ซึ่งมีค่าความเร็วจำเพาะสูง บางครั้งจะใช้ปั๊มที่มีการติดตั้งกลไกสำหรับปรับมุมของใบพัด ดังนั้นปั๊มจะสามารถควบคุมอัตราการสูบให้สอดคล้องกับอัตราการไหลมาสู่สถานีระบายได้อย่างต่อเนื่องโดยการปรับมุมของแผ่นใบพัด การปรับมุมดังกล่าวนี้จะสามารถรักษาประสิทธิภาพการทำงานของปั๊มให้อยู่ในระดับสูงและครอบคลุมช่วงการทำงานที่กว้างขวาง ดังที่ได้อธิบายไว้ในหัวข้อที่ 3.4 (5)

กลไกสำหรับปรับมุมของแผ่นใบพัดจะถูกสร้างไว้ในศูนย์กลางของใบพัด และถูกสั่งการ

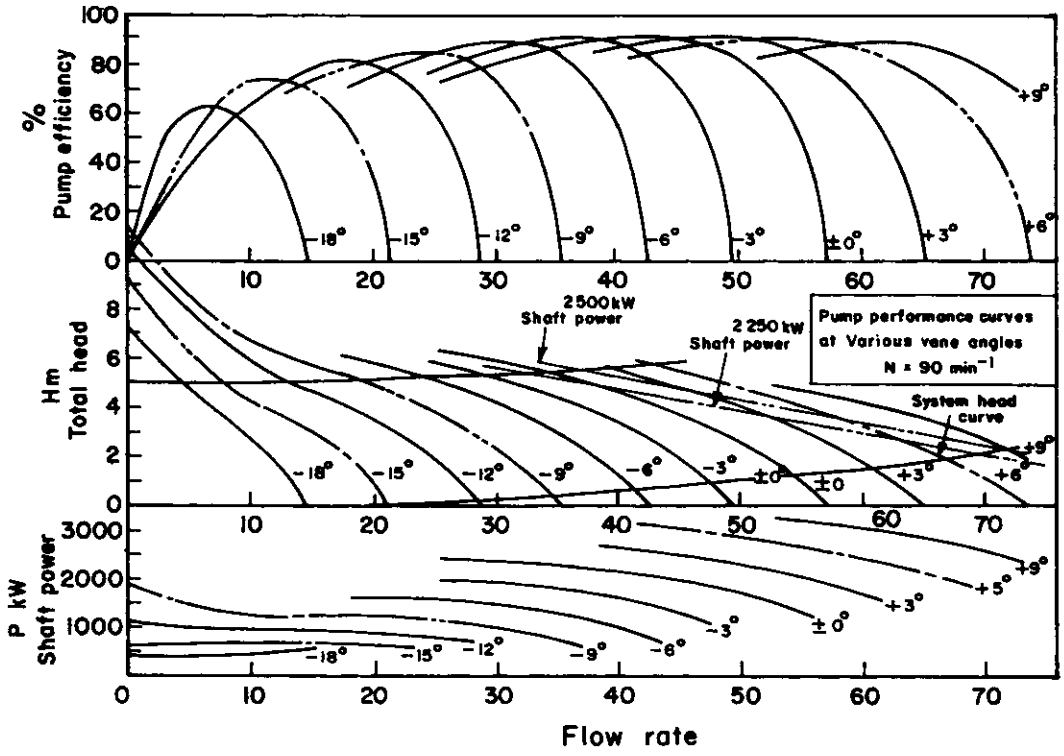
ให้ปรับมุมโดยก้านดึง (Tension Rod) ซึ่งอยู่ภายในเพลาที่กลวง การเคลื่อนที่ในแนวแกนของก้านดึงทำได้โดยเซอร์โวมอเตอร์ไฮดรอลิค (Hydraulic Servomotor) หรือกลไกที่ขับเคลื่อนโดยมอเตอร์ นอกเหนือจากการควบคุมโดยคันบังคับ หรือสวิตช์ควบคุม การปรับมุมของใบพัดอาจควบคุมได้โดยอัตโนมัติเพื่อให้การทำงานเป็นไปตามที่ต้องการ กลไกสำหรับปรับมุมใบพัดของเครื่องสูบน้ำแสดงไว้ในรูปที่ 8.23



รูปที่ 8.23 กลไกสำหรับปรับมุมของแผ่นใบพัด

การควบคุมให้กำลังงานมีค่าคงที่เป็นวิธีการที่ใช้สำหรับควบคุมกำลังงานที่จ่ายออกโดยมอเตอร์ให้อยู่ที่ระดับที่กำหนดไว้ล่วงหน้า ความแตกต่างระหว่างกำลังงานของมอเตอร์ที่จ่ายออกซึ่งวัดได้กับค่าที่กำหนดจะทำให้เกิดสัญญาณส่งไปยังกลไกสำหรับปรับมุมของใบพัด เป็นการป้อนข้อมูลย้อนกลับเป็นวงจร สำหรับงานป้องกันน้ำท่วม การควบคุมโดยให้กำลังงานมีค่าคงที่จะให้ข้อดีในแง่ที่ว่า จะสามารถนำกำลังงานของต้นกำลังซึ่งเป็นมอเตอร์ไฟฟ้ามาใช้ได้สูงสุดในช่วงที่มีการไหลหลากของน้ำสูงมาก

รูปที่ 8.24 แสดงให้เห็นถึงลักษณะการทำงานของปั๊ม Axial Flow ขนาดใหญ่ที่สามารถปรับมุมใบพัดได้ กราฟที่แสดงสำหรับค่ามุมของใบพัดขนาดใดขนาดหนึ่งจะได้จากการกำหนดให้

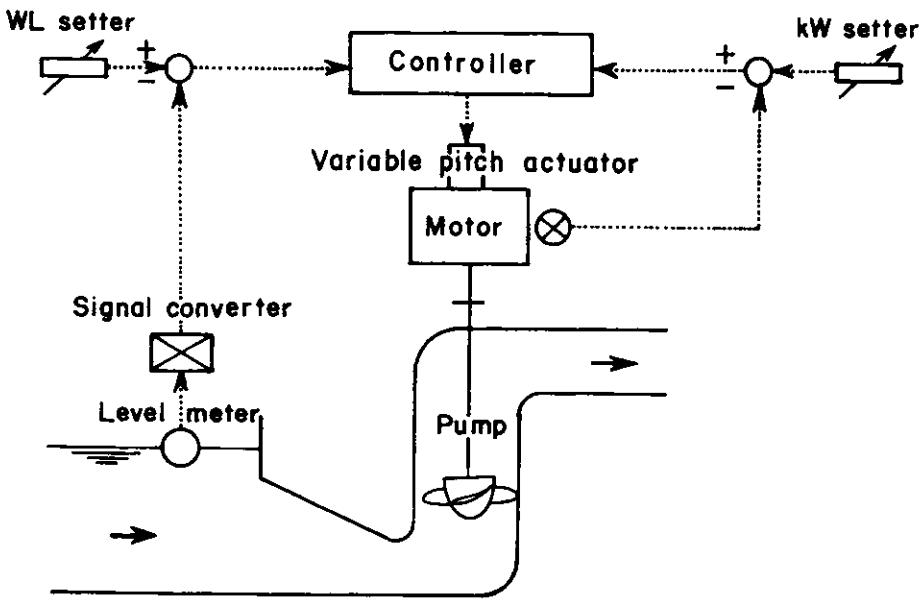


รูปที่ 8.24 ลักษณะการทำงานของปั๊มแบบ Axial Flow ซึ่งปรับมุมใบพัดได้

กำลังงานที่ใช้มีค่าคงที่ เมื่อดูจากแนวเส้นซึ่งลากผ่านส่วนบนของกลุ่มเส้นกราฟประสิทธิภาพของปั๊มจะเห็นว่า ปั๊มที่สามารถปรับมุมของใบพัดได้จะให้ประสิทธิภาพในการทำงานที่สูงตลอดช่วงอัตราการสูบที่กว้างขวางมาก

ระดับน้ำในคลองลำเลียงน้ำมาสู่สถานีสูบระบายน้ำสามารถนำมาใช้ปรับค่ามุมของใบพัดโดยอัตโนมัติได้ สัญญาณสั่งการปรับมุมจะเริ่มจากการเปรียบเทียบระดับน้ำในขณะนั้นกับค่าที่ตั้งไว้ล่วงหน้า ซึ่งค่าที่ตั้งไว้นี้ก็สามารถปรับให้สอดคล้องกับอัตราการไหลเข้ามาสู่สถานีได้เช่นเดียวกัน เพื่อไม่ให้มีการปรับเปลี่ยนการทำงานบ่อยครั้งเกินไป การตรวจสอบระดับน้ำจะกระทำเป็นระยะๆ ตามช่วงเวลาที่กำหนด นอกจากนั้นถ้าการเปลี่ยนแปลงระดับน้ำไม่มากกว่าค่าที่กำหนดก็จะไม่มีการปรับเปลี่ยนการทำงานของปั๊ม การเพิ่มหรือลดจำนวนเครื่องสูบน้ำที่ทำงานอาจจะได้จากสัญญาณซึ่งบอกภาระการทำงานในขณะนั้น หรือจากค่ามุมของใบพัดของปั๊มที่กำลังทำงานอยู่

การใช้ระดับน้ำเป็นตัวควบคุมการทำงานของปั๊มเป็นวิธีซึ่งจะใช้ในขณะที่อัตราการไหลกำลังลดลง ในขณะที่การควบคุมให้ใช้พลังงานคงที่จะเหมาะกับขณะที่มีอัตราการไหลสูง การสลับเปลี่ยนระหว่างสองวิธีจะทำได้โดยอัตโนมัติจากการตรวจสอบภาระของมอเตอร์ แผนผังของ

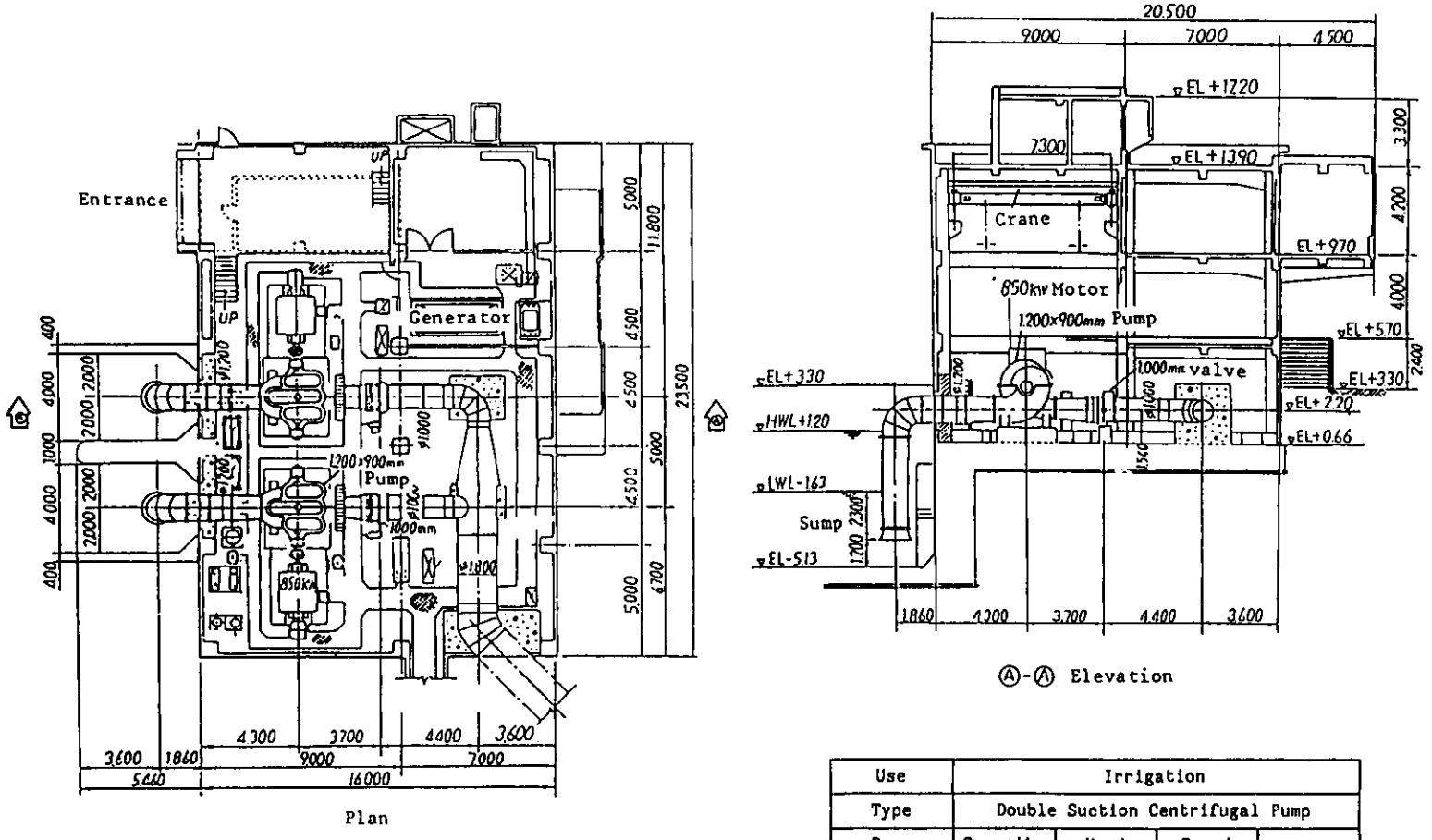


รูปที่ 8.25 การควบคุมโดยระดับน้ำและควบคุมให้ใช้พลังงานคงที่

ระบบควบคุมดังกล่าวนี้แสดงไว้ในรูปที่ 8.25 โดยปกติมุมของใบพัดของปั๊มทุกเครื่องที่ทำงานพร้อมกันจะถูกปรับให้เป็นค่าเดียวกันทั้งหมด

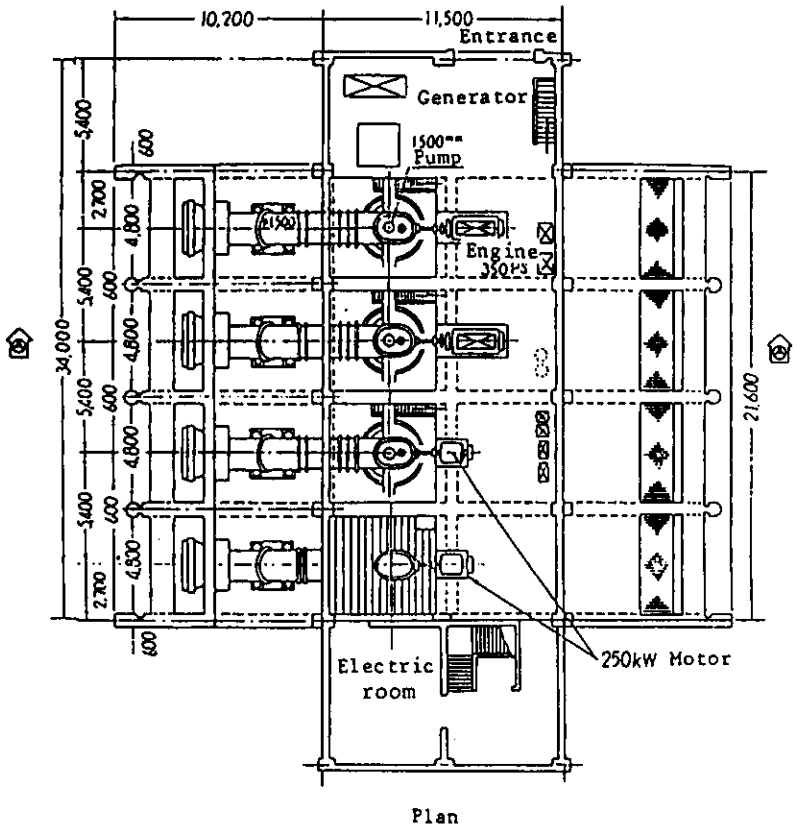
8.6 ตัวอย่างของสถานีสูบน้ำ

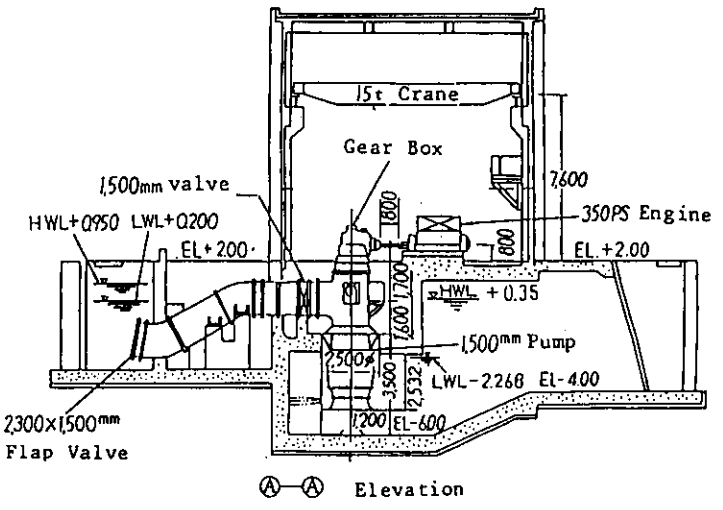
ตัวอย่างแผนผังและรูปตัดของสถานีสูบน้ำเพื่อการชลประทานและการระบายน้ำได้แสดงไว้ในรูปที่ 8.26 และ 8.27 ตามลำดับ



Use	Irrigation			
Type	Double Suction Centrifugal Pump			
Bore (mm)	Capacity (m^3/min)	Head (m)	Speed (r/min)	Motor
1,200×900	180	23	320	850kw

รูปที่ 8.26 ตัวอย่างแผนผังและรูปตัดของสถานีสูบน้ำเพื่อการชลประทาน





Use	Drainage			
Type	Vertical Mixed Flow Pump			
Bore (mm)	Capacity (m^3/min)	Head (m)	Speed (r/min)	Prime Mover
1,500	454	3.6	160	250(kw)/350(HP) Motor/Engine

รูปที่ 8.27 ตัวอย่างแผนผังและรูปตัดของสถานีสูบน้ำเพื่อการระบายน้ำ

บันทึก

บทที่ 9

การสูบน้ำเพื่อการประปา

วัตถุประสงค์ของการประปาอาจกล่าวอย่างสั้นๆ ได้ว่า เป็นการจัดหาน้ำสะอาดและถูกสุขอนามัยเพื่อการอุปโภคบริโภคให้ถึงครัวเรือนประชาชนโดยส่งผ่านระบบท่อ โดยที่น้ำดังกล่าวมีความดันและอัตราการไหลที่เพียงพอ ในการผลิตน้ำประปาจำเป็นต้องใช้ปั๊มสูบน้ำจากแหล่งส่งไปผ่านกระบวนการทำให้น้ำสะอาด และแจกจ่ายไปยังผู้ใช้น้ำในที่สุด

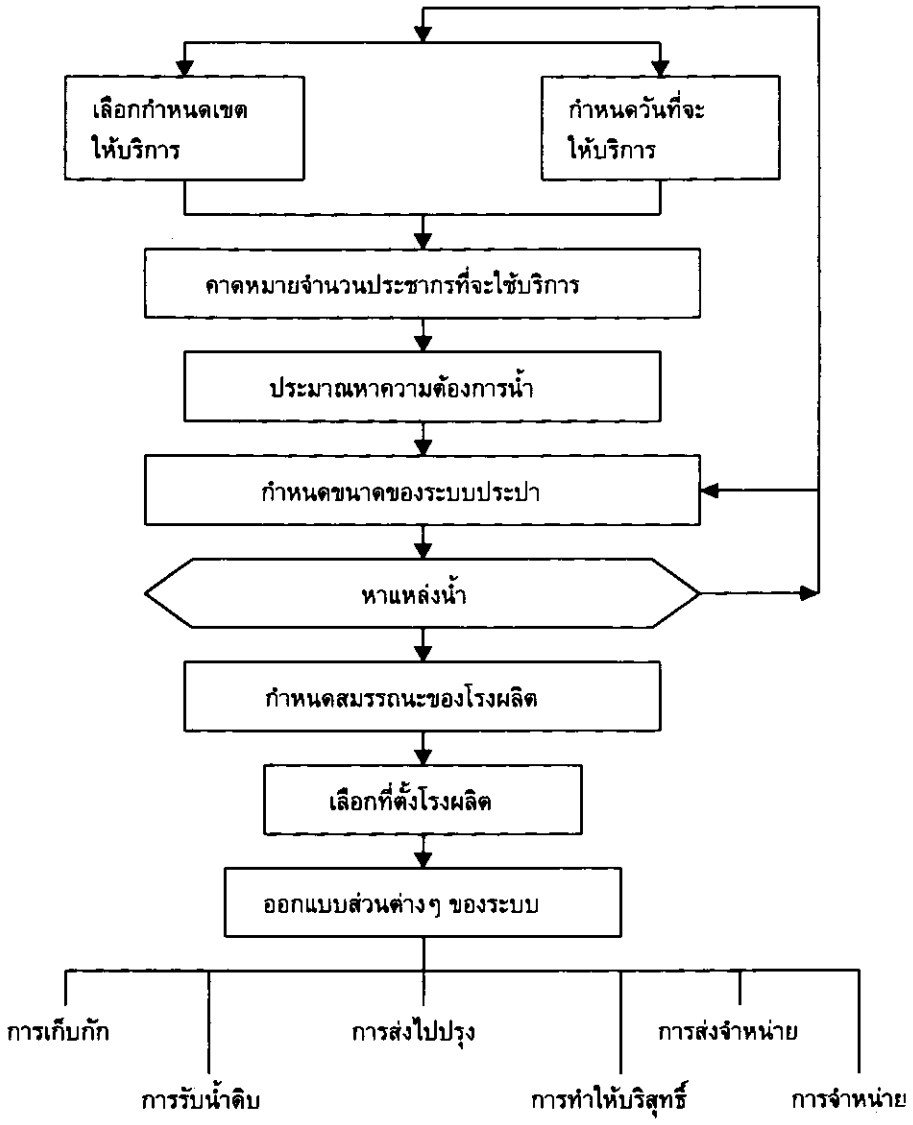
9.1 ระบบประปา

สมรรถนะของระบบประปาจะหาได้จากความต้องการน้ำเฉลี่ยต่อวัน ค่าดังกล่าวนี้เป็นผลรวมของการใช้น้ำเพื่อวัตถุประสงค์ต่างๆ เช่น เพื่ออุปโภคบริโภค ใช้ในสำนักงาน แหล่งการค้าหรือธุรกิจ และในอุตสาหกรรม ในกรณีที่ไม่มีข้อมูลที่ดีพอที่จะบอกถึงความต้องการของแต่ละชนิดได้อย่างละเอียดถูกต้อง ความต้องการน้ำเฉลี่ยต่อวันจะประมาณได้โดยการคูณอัตราการใช้น้ำเฉลี่ยต่อคนต่อวันกับจำนวนประชากรที่ใช้ออกแบบ ในเขตเทศบาลอัตราการใช้น้ำเฉลี่ยจะอยู่ระหว่าง 200 ถึง 500 ลิตรต่อคนต่อวัน โดยเขตเมืองที่พัฒนาแล้วจะมีอัตราการใช้น้ำที่สูงกว่า ในการพิจารณาวางโครงการน้ำประปาจำเป็นต้องมีวิธีการพยากรณ์จำนวนประชากรในอนาคตที่เหมาะสม ส่วนใหญ่จะคาดคะเนจำนวนประชากรล่วงหน้าไว้ 10 ถึง 20 ปี

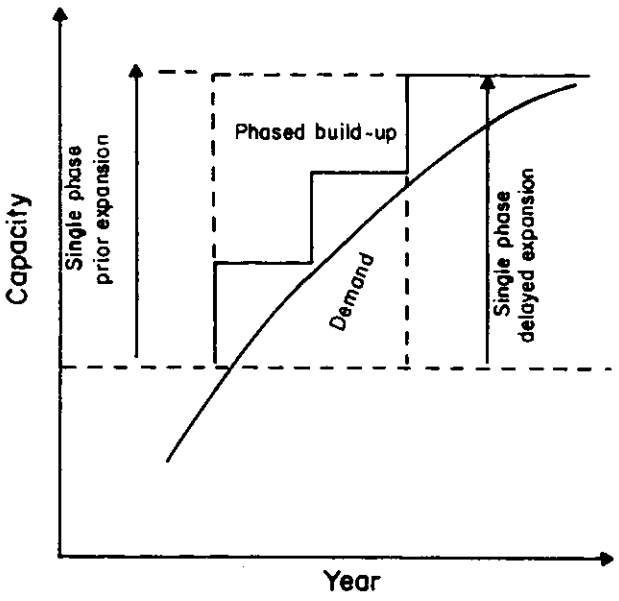
แบบอย่างของขั้นตอนสำหรับพัฒนาโครงการประปาแสดงไว้ในรูปที่ 9.1 เพื่อที่จะให้โครงการสามารถรองรับความต้องการน้ำที่คาดว่าจะเพิ่มขึ้นในอนาคต จะต้องมีการเตรียมแผนการขยายงานเป็นระยะดังแสดงในรูปที่ 9.2

การกำหนดกำลังผลิตต่อวันเพื่อการออกแบบ จะต้องนำเอาการสูญเสียอันเนื่องมาจากการรั่วในระบบส่งและจำหน่ายที่ไม่สามารถป้องกันได้ และปริมาณที่สูญเสียไปในขั้นตอนของการผลิตมาพิจารณาด้วย กำลังการผลิตเฉลี่ยต่อวันจะหาได้จากการหารความต้องการเฉลี่ยต่อวันด้วย**ค่าประสิทธิผล** (Effectiveness) ซึ่งจะขึ้นอยู่กับประสิทธิภาพในการส่งน้ำ ค่าดังกล่าวนี้จะผันแปรไปตามเงื่อนไขของท้องที่และมีค่าประมาณ 0.90

ในการหาอัตราการผลิตสูงสุดจะต้องนำเอาการเปลี่ยนแปลงความต้องการน้ำของแต่ละ



รูปที่ 9.1 ขั้นตอนของการพัฒนาโครงการประปา



รูปที่ 9.2 แผนการขยายงานโครงการประปา

วันในสัปดาห์ และการเปลี่ยนแปลงตามฤดูกาลมาพิจารณาด้วย อัตราส่วนระหว่างการผลิตเฉลี่ยต่อการผลิตสูงสุดต่อวันเรียกว่า **อัตราส่วนของภาระ** (Load Ratio) จะมีค่าอยู่ในช่วง 0.70 ถึง 0.80 ค่าดังกล่าวนี้ขึ้นอยู่กับขนาดของตัวเมือง ตัวเมืองที่มีขนาดใหญ่จะมีค่าอัตราส่วนของภาระสูงกว่า อัตราการผลิตสูงสุดต่อวันจะใช้เป็นตัวกำหนดกำลังผลิตของโรงผลิตน้ำประปา (Treatment Capacity) ขนาดของงานน้ำดิบจะกำหนดให้มีค่าสูงกว่าอัตราการผลิตสูงสุด 10 เปอร์เซ็นต์

ขนาดของระบบจ่ายน้ำจะต้องหาจากความต้องการน้ำสูงสุดต่อชั่วโมง อัตราส่วนระหว่างความต้องการน้ำสูงสุดต่อความต้องการเฉลี่ยต่อชั่วโมงเรียกว่า **สัมประสิทธิ์ของเวลา** (Time Coefficient) ซึ่งมีค่าอยู่ระหว่าง 1.5 ถึง 2.0 นอกจากนี้จะต้องหาปริมาณน้ำที่ต้องการเพื่อการดับเพลิงแล้วนำมารวมเข้ากับความต้องการสูงสุดต่อชั่วโมงเพื่อกำหนดขนาดของระบบจ่ายน้ำ

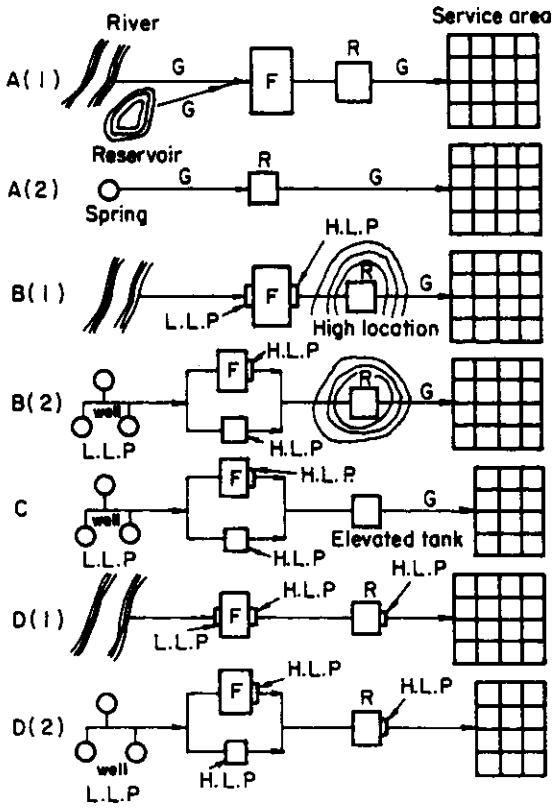
การวางโครงการประปาจะต้องพิจารณาให้สอดคล้องกับแหล่งน้ำดิบและสภาพภูมิประเทศของพื้นที่โครงการ รูปแบบของระบบประปาซึ่งใช้ภูมิประเทศให้เป็นประโยชน์ แสดงไว้ในรูปที่ 9.3

9.2 ปั๊มที่ใช้ในงานประปา

ปั๊มที่ใช้ในงานประปาอาจแบ่งแยกตามหน้าที่ของมันได้เป็น

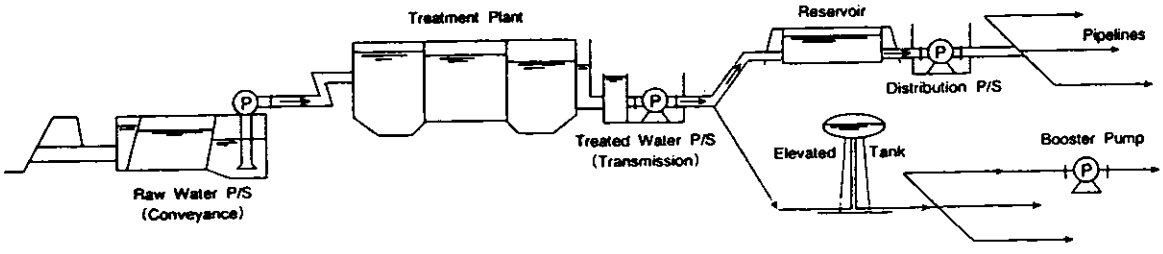
- *ปั๊มน้ำดิบ* ซึ่งใช้สำหรับสูบน้ำดิบและส่งไปยังโรงผลิตน้ำประปา
- *ปั๊มน้ำสะอาด* ซึ่งใช้สูบน้ำประปาส่งไปยังถังเก็บ และ
- *ปั๊มจ่ายน้ำและเพิ่มแรงดัน* ใช้สูบน้ำประปาส่งไปยังผู้บริโภค

แผนภาพซึ่งแสดงกระบวนการผลิตน้ำประปา ซึ่งปั๊มที่กล่าวข้างต้นเข้าไปมีบทบาทในขั้นตอนการผลิต แสดงไว้ในรูปที่ 9.4



สัญลักษณ์ G: ไหลโดยอาศัยแรงดึงดูดของโลก L.L.P: ปั๊มสูบน้ำดิบหรือน้ำบาดาล
H.L.P: ปั๊มสูบเพื่อส่งหรือจำหน่ายน้ำ F: โรงกรอง R: ถังเก็บ

รูปที่ 9.3 รูปแบบของระบบประปา



รูปที่ 9.4 แผนภาพแสดงกระบวนการผลิตน้ำประปา

ปั๊มน้ำดิบจะใช้สูบน้ำดิบจากแหล่งน้ำแล้วส่งไปยังโรงผลิต ในกรณีที่น้ำดิบมาจากแหล่งน้ำใต้ดิน ปั๊มที่ใช้จะเป็นปั๊มจุ่มหรือปั๊มบาดาล

ปั๊มน้ำสะอาดจะใช้สำหรับส่งน้ำที่ทำให้สะอาดแล้วไปสู่ถังเก็บเพื่อการจำหน่าย ถังเก็บนี้จะอยู่ในบริเวณใกล้ๆ กับผู้บริโภค โดยปกติปั๊มน้ำสะอาดมักจะต้องใช้ปั๊มที่ให้เฮดสูงเนื่องจากถังเก็บมักจะเป็นถังสูงและมีระยะทางห่างไกลจากโรงผลิต

ปั๊มจ่ายน้ำจะใช้ในงานสูบน้ำจากถังพักแล้วส่งเข้าสู่ระบบโครงข่ายของท่อประปาโดยให้มีความดันที่จำเป็นต่อการนำไปใช้ ในพื้นที่บริการซึ่งอยู่ห่างไกลออกไปมักจะต้องใช้ปั๊มเพิ่มแรงดันให้กับน้ำในระบบ

แนวทางสำหรับเลือกจำนวนปั๊มที่จำเป็นต้องใช้กับระบบประปาซึ่งมีสมรรถนะขนาดต่างๆ ได้ให้ไว้ในตารางที่ 9.1 ตัวเลขในวงเล็บหมายถึงจำนวนปั๊มที่ต้องมีสำรองไว้

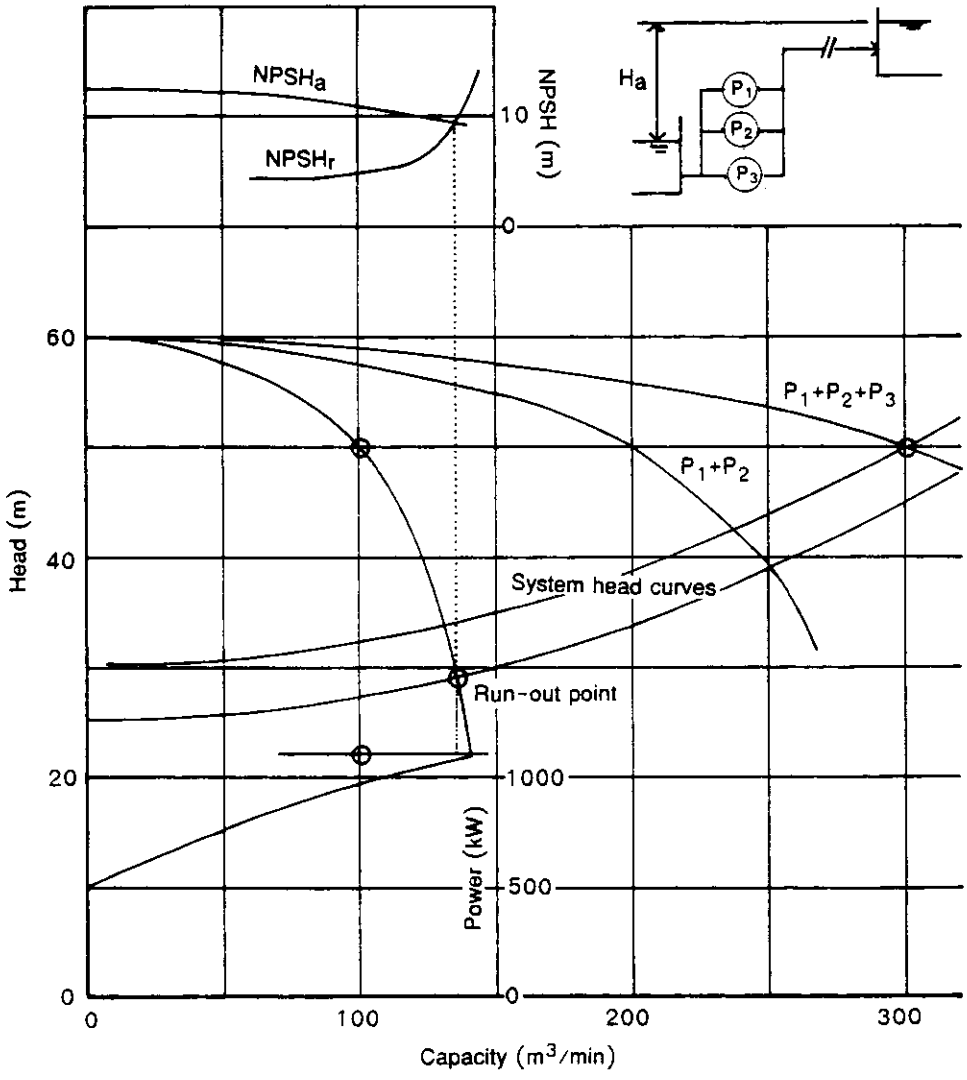
ตารางที่ 9.1 จำนวนปั๊มที่ต้องการในงานประปา

สมรรถนะ	จำนวนปั๊ม	รวม
งานน้ำดิบและงานส่งน้ำประปา		
ไม่เกิน 2,800 ลบ.ม / วัน	1 (1)	2
2,500 - 10,000 ลบ.ม / วัน	2 (1)	3
มากกว่า 9,000 ลบ.ม / วัน	3 หรือมากกว่า (1)	4 หรือมากกว่า
งานจำหน่ายน้ำ *		
ไม่เกิน 125 ลบ.ม / ชม.	2 (1)	3
120 - 450 ลบ.ม / ชม.	ขนาดใหญ่ 1 (1)	2
	ขนาดเล็ก 1	1
มากกว่า 400 ลบ.ม / ชม.	ขนาดใหญ่ 3-5 หรือมากกว่า (1)	4-6 หรือมากกว่า
	ขนาดเล็ก 1	1

หมายเหตุ * เมื่ออัตราการสูบควบคุมโดยความเร็วรอบมักจะใช้ปั๊มขนาดเดียวกันทั้งหมด

ในระบบสูบน้ำของงานประปาที่เกี่ยวข้องกับท่อที่มีความยาวมากมักจะนิยมให้ปั๊มหลายเครื่องทำงานร่วมกันแบบขนาน ตัวอย่างของกราฟซึ่งแสดงให้เห็นถึงปั๊มที่เหมือนกัน 3 เครื่องทำงานร่วมกับแบบขนานได้แสดงไว้ในรูปที่ 9.5 ในรูปได้แสดงกราฟเฮดของระบบของกรณีที่เฮดสถิตย์มีค่าสูงสุดและต่ำสุดด้วยเพื่อจะให้เห็นถึงขอบเขตการทำงานของปั๊ม เฮดที่ระบุของปั๊มเครื่องใดเครื่องหนึ่ง จะเลือกจากค่าเฮดซึ่งได้จากปั๊ม 3 เครื่องทำงานร่วมกันแบบขนานในขณะที่เฮดสถิตย์มีค่าสูงสุด

เมื่อความต้องการน้ำลดลง ปั๊มที่ทำงานร่วมกันก็จะต้องลดจำนวนลง เฮดที่ได้จากปั๊ม



(ปั๊ม: 800 x 600 ดูดสองด้าน 100 ลบ.ม/นาที 50 เมตร 585 รอบ/นาที 1,100 kW)

รูปที่ 9.5 การทำงานของปั๊มร่วมกันแบบขนานและกราฟเฮดของระบบ

ก็จะลดลง แต่ในขณะเดียวกันเฮดความฝืดก็จะลดลงด้วยเนื่องจากอัตราการไหลลดลง การทำงานของปั๊มก็จะอยู่ห่างออกมาจากจุดที่ควรจะให้ปั๊มทำงาน ดังนั้นจะต้องมีการตรวจสอบสภาวะการทำงานของปั๊มที่ตำแหน่งซึ่งเป็นจุดตัดระหว่างกราฟ H-Q ของปั๊มหนึ่งเครื่องกับกราฟเฮดของระบบที่เฮดสถิตย์มีค่าต่ำสุด จุดตัดดังกล่าวนี้เรียกว่าจุด **Run-out** เพื่อที่จะไม่ให้มีคาวิเตชั่นเกิดขึ้น จะต้องรักษาระดับ NPSH ที่มีอยู่หรือ $NPSH_a$ ให้มีค่าสูงกว่าที่ต้องการให้มากพอถึงแม้ว่าค่าที่ต้องการนั้น จะมีค่าสูงขึ้นอย่างรวดเร็วเมื่ออัตราการสูบสูงกว่าค่าระบุสำหรับปั๊มนั้นๆ

มาก ค่ากำลังงานที่ระบุของต้นกำลังจะต้องเพียงพอกับที่ปั๊มต้องการ เพราะว่าสำหรับปั๊มที่มีความเร็วจำเพาะต่ำ กำลังงานที่ต้องการจะเพิ่มขึ้นเมื่ออัตราการสูบสูงขึ้น

เฮดรวมของปั๊มจะหาได้จากผลรวมของเฮดสถิตย์ เฮดที่สูญเสียภายในสถานีสูบน้ำ (ที่ท่อดูดและอุปกรณ์ เช่นวาล์วทั้งทางด้านดูดและด้านจ่าย ข้องอ ฯลฯ) และเฮดความฝืดในท่อซึ่งโดยทั่วๆ ไปจะคำนวณโดยใช้สูตรของ Hazen-Williams คือ

$$h_f/L = 10.666 \cdot Q^{1.85} \cdot C^{-1.85} \cdot D^{-4.87} \quad \text{.....(9.1)}$$

โดย h_f/L = *การสูญเสียเฮดเป็นเมตรต่อความยาวของท่อ 1.0 เมตร*

Q = *อัตราการไหลเป็น ลบ.เมตร/วินาที*

C = *ค่าสัมประสิทธิ์ซึ่งขึ้นกับชนิดของท่อ*

D = *เส้นผ่าศูนย์กลางภายในของท่อเป็นเมตร* (ดูในภาคผนวกที่ 1)

การเลือกใช้ค่าสัมประสิทธิ์ C ในการหาค่าเฮดความฝืดนั้นเป็นเรื่องสำคัญ ตัวอย่างเช่น ถ้าอัตราการไหลผ่านท่อเท่ากับ 300 ลบ.เมตร/นาที (5 ลบ.เมตร/วินาที) ท่อมีขนาด 1,800 มม. และมีความยาว 10 กิโลเมตร ค่าเฮดความฝืดเมื่อเลือกใช้ค่าสัมประสิทธิ์ C ต่างๆ จะเป็นดังนี้

C = 100 : $h_f = 1.216\ Q^{1.85}$ = 23.9 เมตร

C = 120 : $h_f = 1.868\ Q^{1.85}$ = 17.0 เมตร

C = 140 : $h_f = 0.652\ Q^{1.85}$ = 12.8 เมตร

ในการออกแบบมักจะเลือกใช้ค่า C เท่ากับ 120 อย่างไรก็ตามเมื่อเริ่มต้นโครงการท่อยังใหม่อยู่ การคำนวณการเสียเฮดอาจจะทำโดยใช้ค่า C เท่ากับ 140 หรือประมาณนี้ เมื่อใช้งานไปนานๆ ค่า C จะเพิ่มขึ้นเนื่องจากท่อจะเก่า ดังนั้นจึงควรตรวจสอบสภาวะการทำงานของปั๊มที่จุด Run-out โดยการเขียนกราฟเฮดของระบบของกรณีที่เฮดความฝืดมีค่าต่ำสุดลงบนกราฟ H-Q เมื่อปั๊มทำงานร่วมกันแบบขนาน ทั้งนี้เพราะว่าค่าเฮดความฝืดที่ลดลงจะมีผลให้จุด Run-out เลื่อนออกไปทางขวา หรือเลื่อนไปสู่อัตราการสูบที่สูงขึ้น การเลื่อนในลักษณะเช่นนี้จะเป็นการเพิ่มโอกาสที่ปั๊มจะเกิดคาวิเตชั่นและมอเตอร์ทำงานเกินกำลังมีมากขึ้น

9.3 อัตราการไหล และการควบคุมความดัน

เนื่องจากความต้องการน้ำประปาจะแปรผันไปตามช่วงเวลาของแต่ละวัน และตามฤดูกาลของปี ดังนั้นจะต้องมีการควบคุมการทำงานของปั๊มทั้งในแง่ของอัตราการสูบและความดันเพื่อให้สอดคล้องกับลักษณะที่กล่าวนี้ แต่ถ้ามีถังเก็บน้ำที่มีปริมาตรมากพอที่จะสำรองน้ำที่ผลิตได้ การควบคุมโดยการเลือกจำนวนปั๊มที่ให้ทำงานจะเป็นวิธีที่ง่ายและประหยัดที่สุด อย่างไรก็

ตาม ส่วนใหญ่แล้วจำเป็นต้องรวมเอาการควบคุมด้วยวาล์วหรือความเร็วรอบของปั๊มไว้ด้วยเสมอเพื่อให้สามารถปรับอัตราการสูบได้ตลอดเวลา

(1) การควบคุมอัตราการสูบ

เพื่อให้สอดคล้องกับความต้องการน้ำที่เปลี่ยนไป จะใช้วิธีควบคุมการสูบน้ำดิบเพื่อให้ได้อัตราที่พอเหมาะส่งไปยังโรงผลิต และส่งน้ำจากโรงผลิตไปสู่ถังพักเพื่อจำหน่าย ในระบบผลิตน้ำประปาขนาดใหญ่ช่วงเวลาของการดอบสนองหรือระยะเวลาที่ใช้เพื่อให้น้ำดิบผ่านกระบวนการผลิตจนส่งเข้าถังพักรอการจำหน่ายจะค่อนข้างยาวนาน ดังนั้นการผลิตตามแผนการที่วางเอาไว้จึงเป็นวิธีควบคุมที่สมเหตุผลกว่า

ก. จำนวนปั๊มที่ทำงาน

การควบคุมโดยกำหนดจำนวนปั๊มที่ทำงานเป็นวิธีที่เหมาะกับกรณีที่เฮดความฝืดมีค่าน้อยเมื่อเทียบกับเฮดสถิตย์ อย่างไรก็ตาม ระบบทางด้านท้ายน้ำของปั๊มจะต้องสามารถรองรับอัตราการสูบที่เปลี่ยนแปลงในลักษณะขั้นบันไดได้ เมื่อการทำงานของปั๊มควบคุมโดยระดับน้ำทางด้านจ่ายจะต้องมีการตรวจสอบโดยการจำลองสถานการณ์เพื่อหาความถี่ในการสตาร์ตปั๊มด้วย อาจกำหนดให้ปั๊มสลับกันทำงานเพื่อเฉลี่ยภาระของปั๊มทุกเครื่อง รวมทั้งปั๊มสำรองด้วยให้มีชั่วโมงการทำงานใกล้เคียงกัน

ข. การปรับช่องเปิดของวาล์ว

การปรับช่องเปิดของวาล์วเป็นการควบคุมอัตราการสูบอย่างต่อเนื่องที่ง่ายที่สุด อย่างไรก็ตามการเสียเฮดที่เกิดจากการปรับวาล์วจะทำให้เสียพลังงานและทำให้ประสิทธิภาพการทำงานลดลง แต่ถ้าหากเฮดของปั๊มส่วนใหญ่เป็นเฮดสถิตย์ เช่นในกรณีที่ท่อส่งน้ำสั้นมาก การปรับอัตราการสูบด้วยวาล์วอาจจะพอยอมรับได้ ทั้งนี้เพราะการเสียเฮดที่วาล์วจะไม่มากนัก วาล์วปีกผีเสื้อ (Butterfly Valve) หรือวาล์วทรงกรวย (Rotary Cone Valve) จะเหมาะกับงานปรับอัตราการสูบที่ว่านี้เนื่องจากมีคุณสมบัติที่อัตราการไหลผันแปรเป็นสัดส่วนโดยตรงกับค่า C_v หรือสัมประสิทธิ์ของสมรรถนะของวาล์ว (Valve Capacity Coefficient) ซึ่งจะกล่าวถึงในหัวข้อที่ 9.5 นอกจากนั้นควรจะได้มีการตรวจสอบโอกาสที่จะเกิดคาวิเตชั่นโดยการเทียบกับค่าสัมประสิทธิ์ของคาวิเตชั่นที่จะยอมให้สำหรับการปรับช่องเปิดของวาล์วขนาดต่างๆ ดังได้อธิบายไว้ในหัวข้อที่ 4.4

ค. การควบคุมความเร็วรอบ

การควบคุมอัตราการสูบโดยการปรับความเร็วรอบเป็นวิธีที่ดีที่สุดในแง่ของการประหยัดพลังงาน อย่างไรก็ตาม ราคาของมอเตอร์และอุปกรณ์จะค่อนข้างสูงและบางครั้งอาจจำเป็นต้องใช้ผู้ที่มีความเชี่ยวชาญเฉพาะมาซ่อมแซมหรือบำรุงรักษา ต้นกำลังที่ปรับความเร็วรอบได้นี้จะเหมาะสำหรับกรณีที่กราฟเฮดของระบบชัน เช่น ท่อส่งน้ำมีความยาวมากและอัตราการไหลที่ต้องการมีความผันแปรมาก ในกรณีที่ใช้ปั๊มที่เหมือนกันหลายเครื่องทำงานร่วมกันแบบขนาน

ความเร็วรอบของปั๊มทุกเครื่องจะมีค่าเท่ากัน ในบรรดาวิธีการควบคุมความเร็วรอบที่มีใช้กันอยู่ วิธีที่นิยมใช้กันมากที่สุดคือ

- *ปรับความถี่ของกระแสไฟฟ้า* ซึ่งใช้กับมอเตอร์เหนี่ยวนำแบบกรงกระรอก
- *ปรับความต้านทานทุติยภูมิ* ซึ่งใช้กับมอเตอร์เหนี่ยวนำแบบโรเตอร์ขดลวด
- *ระบบ Thyrister Scherbius* สำหรับมอเตอร์เหนี่ยวนำแบบโรเตอร์ขดลวด

นอกเหนือจากวิธีที่กล่าวข้างต้นแล้ว การเปลี่ยนความเร็วรอบของมอเตอร์สามารถทำได้โดยการใช้มอเตอร์แบบเปลี่ยนจำนวนขั้ว (Pole-change Motor) ซึ่งจะให้ความเร็วซิงโครนัสขนาดต่างๆ โดยการเปลี่ยนจำนวนขั้วที่ใช้อุปกรณ์ไฟฟ้าหรือเครื่องกลบางชนิดที่นำมาติดตั้งระหว่างมอเตอร์และปั๊มก็สามารถใช้ปรับความเร็วรอบของปั๊มได้ เช่น

- *ข้อต่อแบบกระแสวน (Eddy Current Coupling)*
- *ข้อต่อไฮดรอลิคปรับความเร็วได้ (Variable Speed Fluid Coupling)*

รายละเอียดเพิ่มเติมสำหรับการปรับความเร็วรอบของมอเตอร์ได้ให้ไว้ในตารางที่ 9.2 และ 9.3 การที่จะเลือกวิธีที่ดีที่สุดสำหรับการใช้งานที่ต้องการจะต้องพิจารณาจากกำลังงานของมอเตอร์ จำนวนชั่วโมงใช้งาน ลักษณะเฉพาะของระบบ และการบำรุงรักษา ทั้งนี้การเลือกจะต้องอ้างอิงกับการวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์ที่ครอบคลุมถึงอายุของโครงการนั้นด้วย

(2) การควบคุมความดันใช้งาน

ในโครงข่ายของระบบท่อประปา จำเป็นต้องมีการควบคุมความดันในท่อให้อยู่ในช่วงที่กำหนด และเพื่อลดการสูญเสียน้ำตลอดความยาวของท่ออันเนื่องมากจากการรั่ว การควบคุมความดันดังกล่าวทำโดยการปรับวาล์ว หรือควบคุมความเร็วรอบของปั๊มร่วมกับการกำหนดจำนวนปั๊มที่ให้ทำงานพร้อมกัน

ก. การควบคุมความดันที่จุดส่งน้ำ

ความดันที่จุดส่งน้ำของสถานีสูบน้ำจะถูกรักษาให้อยู่ในระดับที่กำหนดไว้โดยการปรับช่องเปิดวาล์วซึ่งติดตั้งไว้ที่ต้นท่อประธาน วิธีควบคุมโดยการปรับช่องเปิดของวาล์วนี้อาจจะใช้การปรับความเร็วรอบของมอเตอร์แทนได้ ระบบข้อมูลย้อนกลับซึ่งจะวัดระดับความดันในท่อแล้วเปรียบเทียบกับค่าที่ตั้งเอาไว้สามารถนำมาใช้เป็นตัวควบคุมการปรับขนาดช่องเปิดของวาล์ว หรือความเร็วรอบของปั๊มได้ การควบคุมระดับความดันที่จุดส่งน้ำให้มีค่าคงที่สามารถใช้ได้ดีถ้าการเสียเฮดในท่อส่งน้ำไม่มากนักและยอมให้มีความแปรปรวนของความดันใช้งานและอัตราการไหลได้บ้าง

ข. การควบคุมความดันใช้งาน

ความดันในระบบจ่ายน้ำจะต้องรักษาไว้ให้มีค่าเท่าที่กำหนดโดยไม่ต้องคำนึงถึงว่า

ตารางที่ 9.2 วิธีการควบคุมความเร็วรอบของมอเตอร์

(1) โดยการปรับความต้านทานทุติยภูมิ (Secondary Resistance Adjustment)

มอเตอร์ : ชนิดเหนี่ยวนำแบบโรเตอร์ขดลวด

วิธี : การปรับลดความเร็วทำโดยการควบคุมค่าความต้านทานทุติยภูมิที่ใช้กับแกนหมุนพันขดลวดโดยผ่านวงแหวนลื่น (Slip Ring)

อุปกรณ์ : ความต้านทานที่เป็นของเหลวหรือโลหะ และอุปกรณ์ควบคุม

ช่วงความเร็ว : 60 ~ 100% ประสิทธิภาพ : 55 ~ 90%

ลักษณะเฉพาะ :

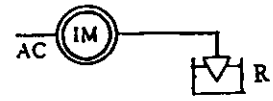
1) เสียพลังงานเนื่องจากการลื่น (Slip) ซึ่งคำนวณได้โดย

$$P_{sl} = P_o \cdot S \cdot (1-S)^2$$

โดย P_{sl} คือ *การสูญเสียกำลังงาน*

P_o คือ *กำลังงานของมอเตอร์ที่ความเร็วรอบที่ระบุ*

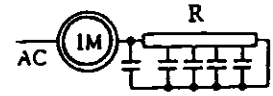
S เป็น*อัตราส่วนระหว่างความเร็วที่ลดลงต่อความเร็วรอบที่ระบุ*



Liquid resistor

2) ราคาประหยัด แต่จำเป็นต้องมีการบำรุงรักษาแปรงถ่านคาร์บอนของวงแหวนลื่นและความต้านทานทุติยภูมิ

3) ความสามารถในการตอบสนองต่อการปรับเปลี่ยนรอบความเร็วไม่ดีนัก ในกรณีที่ความต้านทานทุติยภูมิเป็นแบบขั้นโลหะ การปรับความเร็วจะเพิ่มหรือลดได้ทีละขั้น



Metallic resister

2) โดยระบบ Thyrister Scherbius

มอเตอร์ : ชนิดเหนี่ยวนำแบบโรเตอร์ขดลวด

วิธี : กระแสไฟสลิป (Slip) ทุติยภูมิจะถูกเปลี่ยนไปเป็นกระแสตรงโดยตัวเรียงกระแส (Rectifier) แล้วเปลี่ยนมาเป็นกระแสสลับ พร้อมความถี่ปฐมภูมิซึ่งจะป้อนกลับไปสู่แหล่งปฐมภูมิ

อุปกรณ์ : ตัวเรียงกระแสชนิดซิลิคอน หม้อแปลงกระแส DC-AC เครื่องแปลงกระแสแบบ Thyrister, รีแอกเตอร์ DC, ฯลฯ

ช่วงความเร็ว : 40 ~ 100% ประสิทธิภาพ : 80 ~ 90%

ลักษณะเฉพาะ :

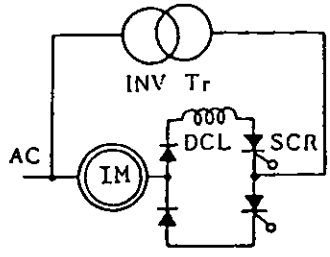
1) เนื่องจากกระแสทุติยภูมิถูกนำกลับไปสู่แหล่งปฐมภูมิได้ ดังนั้นจะได้ประสิทธิภาพที่ดีกว่า

2) ค่าอุปกรณ์จะสูงมากจึงมักใช้กับมอเตอร์ขนาดใหญ่

3) เฉพาะแปรงวงแหวนลื่นและตัวต้านทานเพื่อสตาร์ตเท่านั้นที่จะต้องคอยบำรุงรักษาเป็นประจำ

4) ความแม่นยำในการควบคุมและการตอบสนองจะดีกว่า

5) ระบบนี้ชุดเดียวสามารถใช้ได้กับมอเตอร์หลายเครื่อง ถ้าความเร็วรอบตรงกัน



ตารางที่ 9.2 วิธีการควบคุมความเร็วรอบของมอเตอร์ (ต่อ)

(3) โดยการปรับความถี่ของกระแสไฟฟ้า (VVVF หรือควบคุมเครื่องเปลี่ยนกระแส)

มอเตอร์ : ชนิดเหนี่ยวนำแบบกรงกระรอก

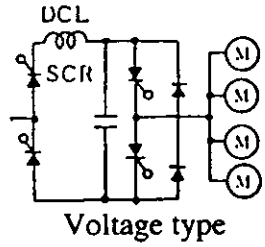
วิธี : กระแสสลับ 3 เฟสจะถูกเปลี่ยนไปเป็นกระแสตรงโดยตัวเรียงกระแส จากนั้นจะถูกแปลงไปเป็นกระแสสลับที่ปรับความถี่ได้โดยใช้เครื่องแปลงกระแสแล้วนำไปขับเคลื่อนมอเตอร์

อุปกรณ์ : ตัวเรียงกระแสชนิดซิลิคอน เครื่องแปลงกระแสแบบทรานซิสเตอร์ คอนเดนเซอร์ ฯลฯ หรือชุดของตัวเรียงกระแสแบบ Thyrister, เครื่องแปลงกระแสแบบ Thyrister หม้อแปลง และรีแอคเตอร์ DC ฯลฯ

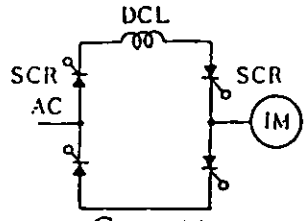
ช่วงความเร็ว : 10 ~ 100% ประสิทธิภาพ : 80 ~ 90%

ลักษณะเฉพาะ :

1) สามารถที่จะใช้ความถี่ซึ่งมีช่วงกว้างมากมาปรับความเร็วรอบโดยมีประสิทธิภาพสูง
2) การบำรุงรักษามอเตอร์ทำได้ง่ายแต่องค์ประกอบของระบบสลับซับซ้อน
3) ความสามารถในการควบคุมดีมาก
4) มีชุดมาตรฐานที่ผลิตจำหน่ายซึ่งสามารถเลือกใช้กับมอเตอร์ขนาดต่างๆ จนถึงขนาดหลายร้อย kW



Voltage type



Current type

(4) ข้อต่อแบบกระแสวน (Eddy Current Coupling)

มอเตอร์ : ชนิดเหนี่ยวนำแบบกรงกระรอก

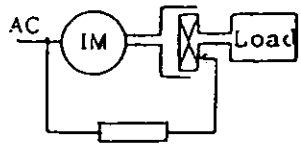
วิธี : สลิปที่ข้อต่อแม่เหล็กจะถูกปรับค่าโดยการควบคุมด้วยกระแสกระตุ้น

อุปกรณ์ : ข้อต่อแบบกระแสวนจะติดตั้งระหว่างมอเตอร์และปั๊มพร้อมอุปกรณ์ทำความเย็นและอุปกรณ์ควบคุม

ช่วงความเร็ว : 10 ~ 100% ประสิทธิภาพ : 8 ~ 80%

ลักษณะเฉพาะ :

1) การสูญเสียพลังงานจะเป็นสัดส่วนกับความเร็วที่ลดลง เป็นผลให้ได้ประสิทธิภาพต่ำมากที่รอบความเร็วต่ำ
2) ส่วนประกอบของระบบควบคุมไม่ยุ่งยากและราคาประหยัด
3) บำรุงรักษาง่าย ระบบนี้มักจะใช้กับมอเตอร์ขนาดเล็ก



ตารางที่ 9.3 ข้อเปรียบเทียบวิธีการควบคุมความเร็วรอบของมอเตอร์แบบต่าง ๆ

ข้อเปรียบเทียบ	วิธีควบคุม			
	ปรับความต้านทานทุติยภูมิ	Thyristor Scherbius	ปรับความถี่ของกระแสไฟฟ้า	ปรับมาตรของเปิดของวาล์ว
ความสามารถในการควบคุม	* * *	* * *	* * * *	* *
ความสะดวกในการบำรุงรักษา				
มอเตอร์	* * *	* * *	* * * *	* * * *
ชุดควบคุม	* * *	*	*	* * * *
ความต้องการเนื้อที่	* * *	* *	* *	* * * *
ค่าลงทุน	* * *	* *	* *	* * * *
ค่าดำเนินการ	* * *	* * * *	* * * *	* *
อายุการใช้งาน	* * *	* * *	* * *	* * * *

หมายเหตุ : จำนวนดอกจัน (*) หมายถึงระดับของข้อได้เปรียบ

อัตราการไหลรวมจะเป็นเท่าใด ความดันที่ท่อจ่ายของปั๊มที่ต้องการจะคำนวณจากอัตราการไหลที่เกิดขึ้นในขณะนั้นแล้วนำมาใช้ควบคุมอัตราการสูบของปั๊มเพื่อให้ได้ความดันที่กำหนด (ดูรูปที่ 8.20) เมื่อความดันใช้งานที่จุดซึ่งเลือกไว้เป็นตัวแทนของโครงข่ายถูกวัดและส่งไปยังอุปกรณ์ควบคุม อัตราการสูบก็จะถูกควบคุมเพื่อรักษาระดับความดันใช้งานไว้ การควบคุมระดับความดันใช้งานจะใช้เมื่อมีการเสียเฮดในท่อสูงและมีความผันแปรของความต้องการน้ำในช่วงเวลาของวันมาก ในกรณีเช่นนี้ต้นกำลังที่สามารถปรับความเร็วรอบได้จะมีประสิทธิภาพในแง่ของการประหยัดพลังงานมากที่สุด

9.4 การอนุรักษ์พลังงาน

ในการดำเนินการของระบบประปาในเชิงการค้า พลังงานที่ใช้ในการสูบน้ำในกระบวนการต่าง ๆ ส่วนใหญ่จะมากกว่า 85 เปอร์เซ็นต์ของพลังงานที่ใช้ทั้งหมด เพื่อที่จะลดค่าใช้จ่ายในการดำเนินการ การให้ปั๊มทำงานอย่างเหมาะสมจึงเป็นสิ่งจำเป็นสำหรับการลดการใช้พลังงาน อัตราการใช้พลังงานในการสูบน้ำสามารถบ่งชี้ได้ดีโดยค่า **การใช้พลังงานต่อหน่วย** ซึ่งหมายถึงปริมาณพลังงานที่ใช้ต่อหนึ่งหน่วยปริมาตรของน้ำที่สูบ ซึ่งหาได้จาก

$$P_o = 0.163 \frac{Q \cdot H}{E_p \cdot E_m} \cdot \frac{1}{60\,Q}$$

$$P_o = 0.00272\frac{H}{E_p \cdot E_m} \qquad \text{.....(9.2)}$$

โดย P_o = *พลังงานที่ใช้ต่อหน่วย* (kWh/m^3)

Q = *อัตราการสูบ* (m^3/min)

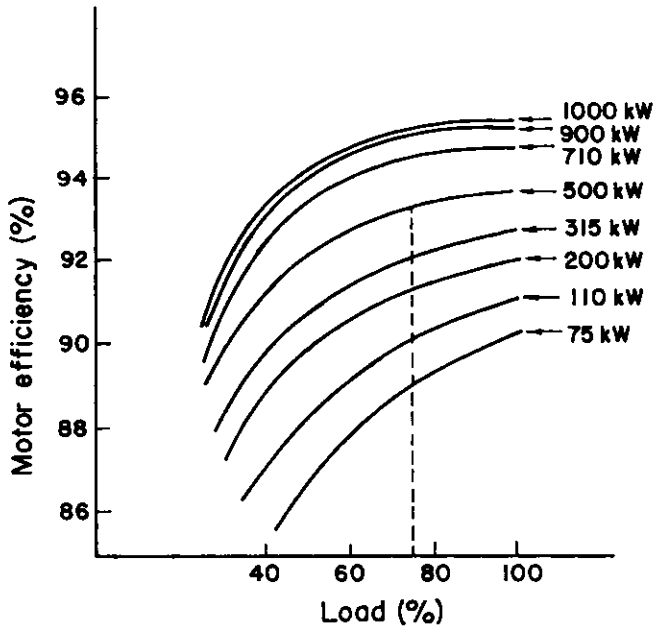
H = *เฮดรวมของปั๊ม* (m)

E_p = *ประสิทธิภาพที่จุดทำงานของปั๊ม*

E_m = *ประสิทธิภาพของมอเตอร์*

การใช้พลังงานต่อหน่วยจะเป็นสัดส่วนโดยตรงกับเฮดและเป็นสัดส่วนผกผันกับประสิทธิภาพที่จุดทำงานของปั๊มและมอเตอร์ ดังนั้นจึงควรใช้ปั๊มที่มีประสิทธิภาพสูง อย่างไรก็ตามจะต้องระมัดระวังว่า ค่าประสิทธิภาพที่นำมาใช้นี้จะต้องมาจากจุดที่ปั๊มทำงาน หรือจุดตัดระหว่างกราฟเฮดของระบบกับกราฟ H-Q ของปั๊มเท่านั้น การให้ปั๊มทำงานในขณะที่เปิดวาล์วไม่สุดจะมีผลให้ประสิทธิภาพในการทำงานลดลง (ดูรายละเอียดในรูปที่ 3.7 ของหัวข้อที่ 3.3)

มอเตอร์ที่มีขนาดใหญ่จะให้ประสิทธิภาพสูงกว่าขนาดเล็กดังรูปที่ 9.6 อย่างไรก็ตาม อัตราส่วนระหว่างภาระงาน (Load) กับขนาดของมอเตอร์จะมีผลต่อค่าประสิทธิภาพที่กล่าว ทั้งนี้เพราะถ้ามอเตอร์ถูกใช้งานเพียงบางส่วนของกำลังงานที่ระบุ ค่าประสิทธิภาพก็จะลดลง ในทางตรงกันข้ามจะต้องไม่ให้มอเตอร์ทำงานเกินกำลังงานที่ระบุไว้



รูปที่ 9.6 ประสิทธิภาพของมอเตอร์ (ไฟแรงสูง 8 ขั้ว 50 Hz)

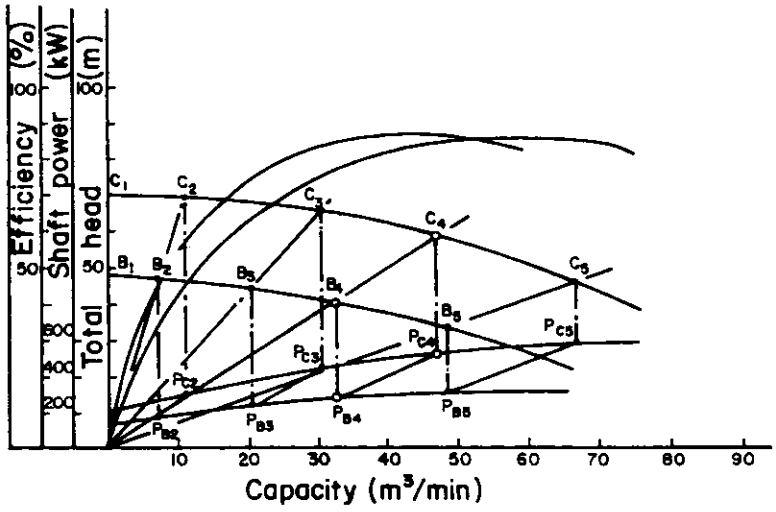
เพื่อให้การประเมินการใช้พลังงานต่อหน่วยของระบบสูบน้ำเป็นไปอย่างสมเหตุผล ควรจะประเมินจากค่าเฉลี่ยที่ใช้ชั่วโมงการทำงานภายใต้เงื่อนไขที่แตกต่างกันเข้ามาเป็นน้ำหนักถ่วง เงื่อนไขในการทำงานได้แก่ ค่าเฮดของปั๊ม อัตราการสูบและประสิทธิภาพซึ่งได้จากจุดที่ปั๊มทำงานจริงบนกราฟ H-Q

เพื่อการประหยัดพลังงาน ในทางปฏิบัติได้มีการใช้มาตรการหลายอย่างที่เหมาะกับสภาวะในทางชลศาสตร์ของแต่ละกรณีดังต่อไปนี้

(1) การปรับขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของใบพัด

สำหรับปั๊มแบบ Radial Flow อัตราการสูบสามารถปรับได้โดยการปรับขนาดของใบพัดให้พอเหมาะกับความต้องการของระบบโดยไม่ต้องปรับที่วาล์ว รูปที่ 9.7 แสดงให้เห็นถึงการเปลี่ยนแปลงการทำงานของปั๊มเมื่อได้มีการลดขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของใบพัดตามแนวทางที่ให้ไว้ในสมการที่ (3.8) การเปลี่ยนแปลงดังกล่าวนี้สามารถทำได้ในขอบเขตจำกัดโดยไม่จำเป็นต้องเปลี่ยนเรือนปั๊ม และไม่มีผลให้ประสิทธิภาพการทำงานของปั๊มลดลงมากนัก

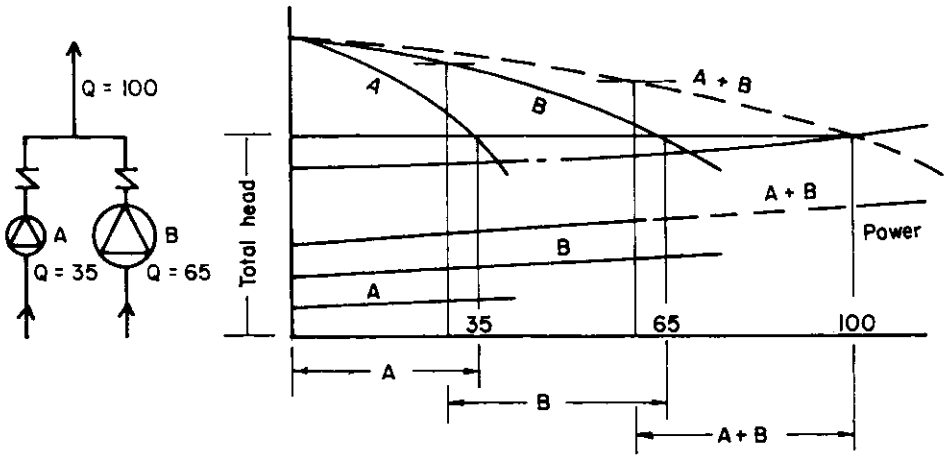
ในการคำนวณเฮดของปั๊ม การให้ค่าเผื่อขาดจะมีผลให้เลือกใช้ปั๊มที่โตเกินความต้องการและมีผลต่อเนื่องให้จุดที่ปั๊มทำงานจริงเลื่อนไปในทิศทางของการเพิ่มอัตราการสูบบนกราฟ H-Q ของปั๊ม ในกรณีเช่นนี้ช่วงระยะแรกของโครงการควรจะเปลี่ยนมาใช้ใบพัดที่มีขนาดเล็กกว่าเพื่อจะได้ประหยัดพลังงาน เมื่อมีความต้องการน้ำเพิ่มขึ้นจากการขยายพื้นที่ให้บริการ หรือเมื่ออัตราการไหลในท่อลดลงโดยมีสาเหตุมาจากค่าเฮดสูงขึ้นเพราะท่อเก่า ก็เปลี่ยนกลับมาใช้ใบพัดขนาดใหญ่ขึ้น



รูปที่ 9.7 การเปลี่ยนแปลงการทำงานของปั๊มที่มีผลจากการลดขนาดใบพัดลง 17%

(2) การให้ปั๊มหลายขนาดทำงานร่วมกัน

ในระบบสูบน้ำซึ่งเฮดความฝืดมีค่าไม่มากนัก เฮดของปั๊มจะผันแปรตามอัตราการสูบไม่มาก ดังนั้นจะสามารถประหยัดพลังงานในการสูบน้ำได้โดยให้ปั๊มหลายเครื่องทำงานร่วมกันโดยที่ค่าเฮดของปั๊มแต่ละเครื่องยังอยู่ในช่วงที่เหมาะสม เมื่อความต้องการน้ำลดลงเป็นระยะเวลายาวนาน การให้ปั๊มที่มีอัตราการสูบแตกต่างกันแต่มีเฮดเท่ากันหลายเครื่องทำงานร่วมกันจะมีผลให้ประหยัดพลังงานอย่างมีประสิทธิภาพดังแสดงไว้ในรูปที่ 9.8 วิธีนี้จะมีข้อดีในการสูบน้ำดิบซึ่งมีแหล่งอยู่ใกล้กับโรงผลิตน้ำประปาและการสูบน้ำประปาไปยังถังเก็บที่อยู่ใกล้ๆ



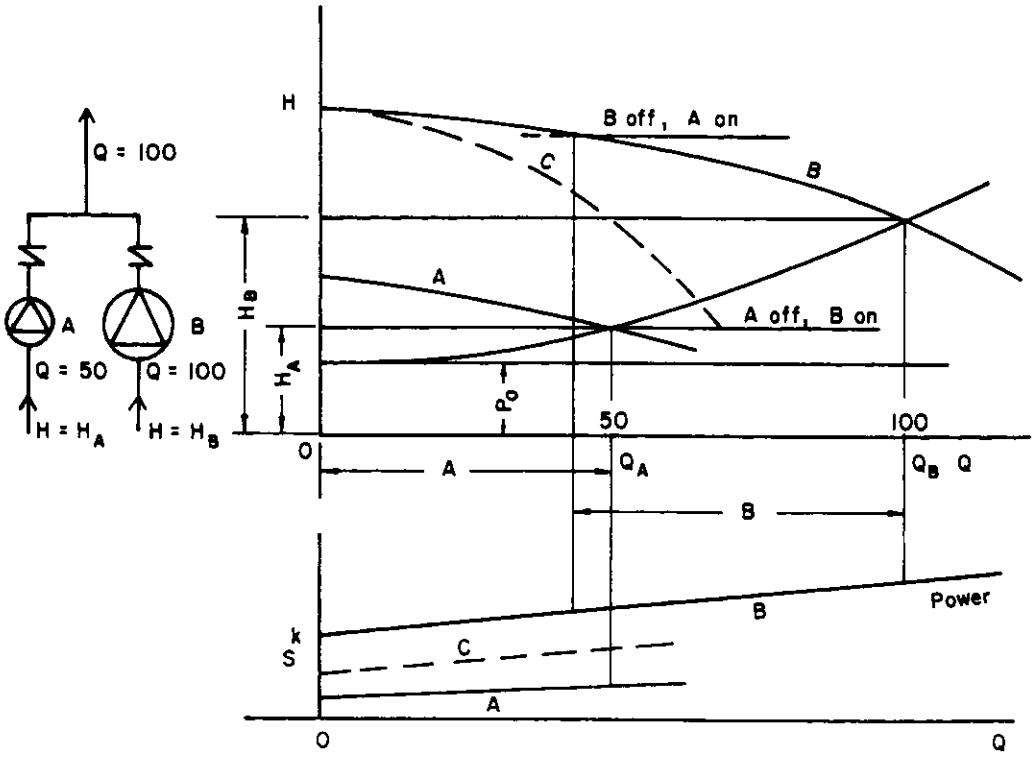
รูปที่ 9.8 การให้ปั๊มที่มีเฮดเท่ากันแต่อัตราการสูบต่างกันทำงานร่วมกัน

ในระบบซึ่งเฮดส่วนใหญ่เป็นเฮดความฝืดในท่อส่งน้ำ เฮดของปั๊มจะผันแปรอย่างมากกับอัตราการไหลในท่อ ลักษณะเช่นนี้จะพบได้เสมอๆ ในระบบซึ่งมีความผันแปรในความต้องการน้ำในช่วงระยะเวลาต่างๆ มาก การจัดให้มีปั๊มขนาดเล็กที่สอดคล้องกับสภาวะที่มีความต้องการน้ำน้อยนอกเหนือจากการมีปั๊มขนาดใหญ่ไว้รองรับช่วงที่มีความต้องการน้ำสูงสุดจะเป็นวิธีประหยัดพลังงานอย่างมีประสิทธิภาพ ตัวอย่างการสลับเปลี่ยนการทำงานอย่างมีประสิทธิภาพระหว่างปั๊มสองขนาดเพื่อให้สอดคล้องกับความต้องการน้ำที่เกิดขึ้น แสดงไว้ในรูปที่ 9.9

(3) การใช้ต้นกำลังที่ปรับความเร็วรอบได้

ในแง่ของการประหยัดพลังงาน ต้นกำลังที่ปรับความเร็วรอบได้เป็นเครื่องมือที่มีประสิทธิภาพในการควบคุมการทำงานของปั๊มทั้งในแง่ของอัตราการสูบและความดันในท่อ การประหยัดพลังงานโดยวิธีนี้จะทำได้มากน้อยแค่ไหนขึ้นอยู่กับลักษณะของระบบซึ่งดูได้จากสัดส่วนของเฮดสถิตย์และเฮดความฝืดในกราฟเฮดของระบบ

รูปที่ 9.10 แสดงให้เห็นถึงความผันแปรของเฮด อัตราการสูบ และกำลังงานที่ต้องการ



รูปที่ 9.9 การสลับเปลี่ยนการทำงานระหว่างปั๊มสองขนาด

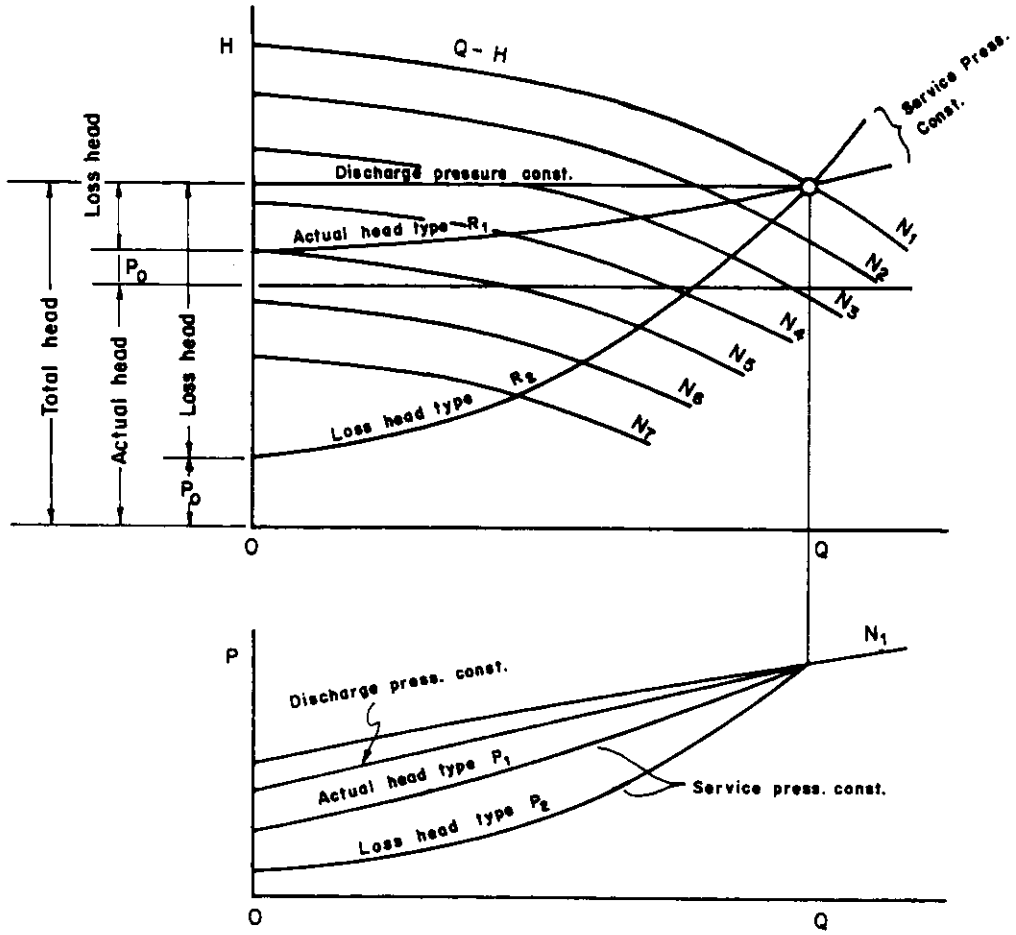
ที่ระดับความเร็วรอบขนาดต่างๆ สำหรับระบบที่เฮดส่วนใหญ่เป็นเฮดสถิตย์ (R_1) และที่เฮดส่วนใหญ่เป็นเฮดความฝืด (R_2) ความเร็วรอบซึ่งสามารถปรับได้อย่างกว้างขวางเมื่อนำไปใช้ควบคุมระบบซึ่งส่วนใหญ่เป็นเฮดความฝืด จะทำให้สามารถควบคุมความดันในท่อให้มีค่าอยู่ในช่วงที่กำหนด และมีผลให้ประหยัดพลังงานได้อย่างมาก

(4) การเปรียบเทียบวิธีประหยัดพลังงาน

สำหรับระบบสูบน้ำซึ่งอัตราการสูบมีความผันแปรอย่างเช่นในกรณีของระบบสูบน้ำเพื่อการประปา วิธีที่กล่าวถึงข้างต้นทั้งหมดเป็นวิธีประหยัดพลังงานอย่างมีประสิทธิภาพ โดยเฉพาะอย่างยิ่งในระบบซึ่งเฮดส่วนใหญ่เป็นเฮดความฝืด หรือระบบที่มีกราฟเฮดของระบบชัน

เพื่อเป็นการเปรียบเทียบผลของการประหยัดพลังงาน สมมุติให้ระบบที่นำมาใช้เปรียบเทียบเป็นระบบซึ่งมีแต่เฮดความฝืดเพียงอย่างเดียว และการสูบสูงสุดที่ต้องการเท่ากับ 1.6 ลบ.ม/นาที ที่เฮด 33 เมตร

รูปที่ 9.11 แสดงให้เห็นถึงความผันแปรของกำลังงานที่ปั๊มต้องการ โดยกำหนดให้กำลังงานที่ต้องการเมื่อทำงานที่อัตราการสูบที่ระบุเท่ากับ 100 เปอร์เซ็นต์ จะเห็นว่าการปรับความ



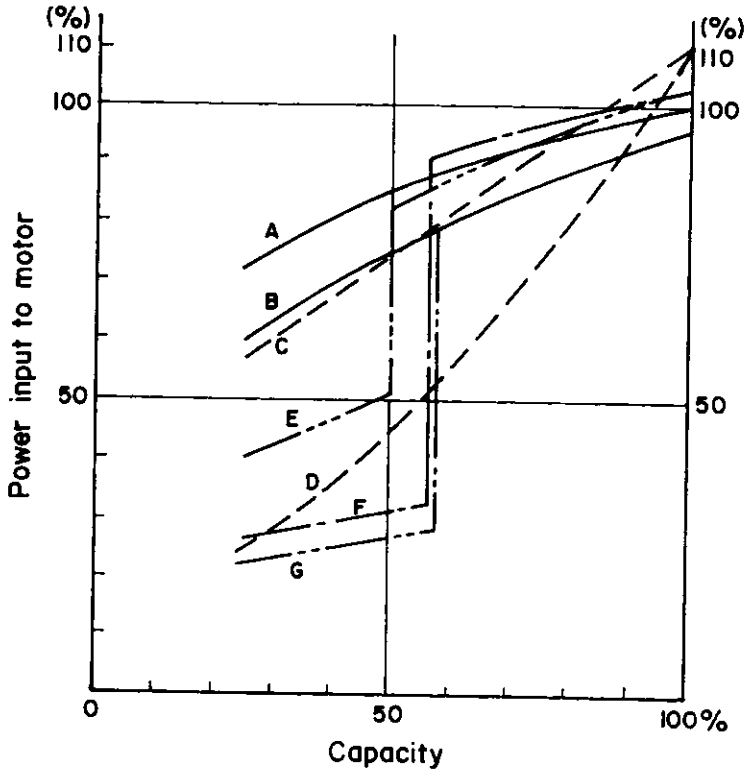
รูปที่ 9.10 การลดลงของกำลังงานที่เกิดจากการปรับความเร็วรอบ

เร็วรอบจะประหยัดพลังงานได้ดีกว่าเมื่ออัตราการสูบที่ต้องการลดลง

(5) การเลือกขนาดท่อส่งน้ำ

เมื่อต้องสูบน้ำส่งผ่านท่อที่มีความยาวมาก การเลือกขนาดท่อจะมีผลอย่างมากต่อค่าเฮดรวมของปั๊ม ถ้าเลือกใช้ท่อขนาดเล็ก ค่าท่อและค่าก่อสร้างในการวางท่อจะลดลง ในขณะเดียวกันเฮดรวมและราคาของปั๊มจะสูงและต้องใช้พลังงานในการสูบน้ำมากขึ้น เพื่อที่จะหาขนาดของท่อที่มีความเหมาะสมมากที่สุด จะต้องคำนวณหาราคาทั้งหมดของโครงการซึ่งเป็นผลรวมของค่าลงทุน ซึ่งประกอบด้วยค่าท่อ ปั๊ม และอุปกรณ์ประกอบ และค่าดำเนินการซึ่งประกอบด้วยค่าพลังงานที่ใช้ ค่าดำเนินการและค่าบำรุงรักษา มาทำเป็นค่าใช้จ่ายเฉลี่ยต่อปีตลอดอายุของโครงการนั้น

รูปที่ 9.12 เป็นตัวอย่างของการวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์ที่แสดงให้เห็นถึงความ



A. ความเร็วคงที่ ปั๊มเครื่องเดียว (Model 125 MS x15 kW)

B. ความเร็วคงที่ ปั๊มเครื่องเดียว (Model 100 x 80 FS2G x 15 kW)

C. ปรับความเร็วรอบได้ ปั๊มเครื่องเดียว ความดันด้านจ่ายของปั๊มคงที่ (Model 125 MS x 15 kW)

D. ปรับความเร็วรอบได้ ปั๊มเครื่องเดียว ความดันในท่อจำหน่ายน้ำคงที่ (Model 125 MS x 15 kW)

E. ความดันคงที่ ปั๊มหนึ่งเครื่องและสองเครื่องทำงานร่วมกันแบบขนาน (Model 80 x 65 FS2G x 7.5 kW x 2 set)

F. มอเตอร์ปรับความเร็วรอบแบบเปลี่ยนจำนวนขั้ว (Model 125 MS x 4/6P x 15 kW)

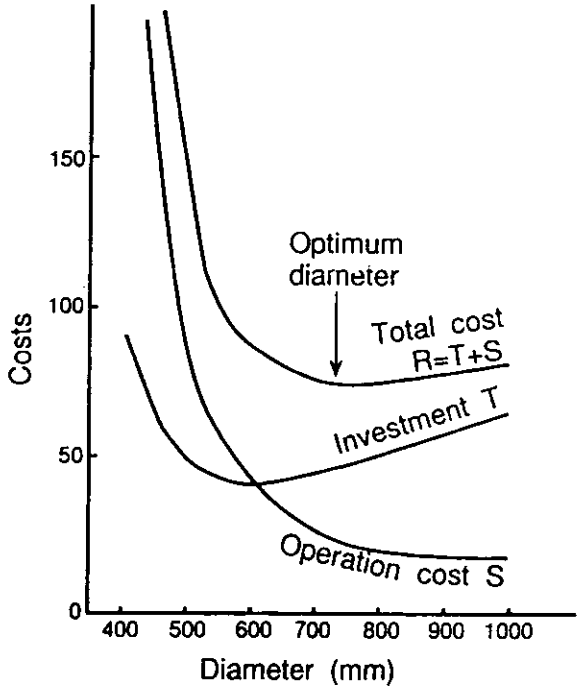
G. ความเร็วคงที่ ปั๊มต่างขนาด 2 เครื่องทำงานร่วมกัน (Model 80 x 65 FS2G x 3.7 kW / 100 x 80 FS2G x 15 kW)

รูปที่ 9.11 เปรียบเทียบการประหยัดพลังงานในการสูบน้ำโดยวิธีการต่าง ๆ

สัมพันธ์ระหว่างขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของท่อและค่าใช้จ่ายของโครงการ ข้อกำหนดในการออกแบบมีดังต่อไปนี้

อัตราการสูบ : 0.70 ลบ.ม/วินาที	*ความยาวรวมของท่อ : 10 กิโลเมตร*
เฮดสถิตย์ : 20 เมตร	*ค่า Hazen-Williams C : 100*
ประสิทธิภาพของปั๊ม : 80 เปอร์เซ็นต์	*ประสิทธิภาพของมอเตอร์ : 90 เปอร์เซ็นต์*
อายุโครงการ : 30 ปี	*อัตราดอกเบี้ย : 7.3 เปอร์เซ็นต์*

จากรูป ค่าใช้จ่ายของโครงการจะต่ำสุดเมื่อท่อมีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 800 มิลลิเมตร ค่าพลังงานจะเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็วเมื่อท่อมีขนาดเล็กลงเนื่องจากค่าเฮดของปั๊มจะสูงขึ้นมาก



รูปที่ 9.12 ความสัมพันธ์ระหว่างขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของท่อและค่าใช้จ่ายของโครงการ

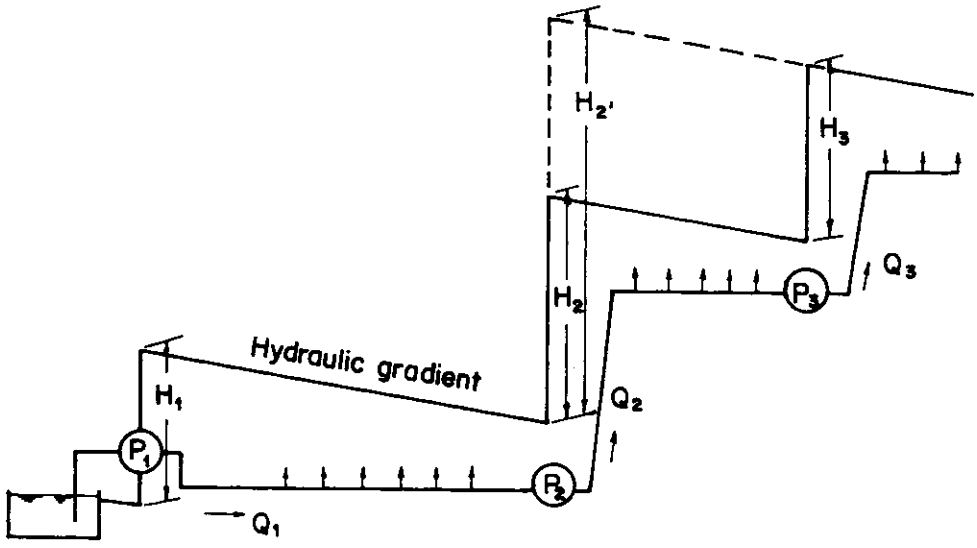
(6) สถานีเพิ่มความดัน

ในระบบจำหน่ายน้ำประปา พื้นที่บริการจะถูกแบ่งออกเป็นเขตๆ โดยมีปั๊มเพิ่มความดันติดตั้งไว้ทางด้านท่อของโครงข่าย ระบบเพิ่มความดันดังกล่าวนี้มีประโยชน์ในการรักษาระดับความดันในโครงข่ายซึ่งแยกออกมาเป็นเขตๆ ในรูปที่ 9.13 ถ้าจะต้องให้ปั๊ม P_2 รับผิดชอบพื้นที่บริการทั้งหมดซึ่งต้องการอัตราการไหลในท่อเท่ากับ Q_2 เฮดรวมของปั๊มจะต้องมีค่าเท่ากับ H'_2 ซึ่งจะเป็นผลให้แรงดันในท่อในบริเวณใกล้เคียงกับสถานีเพิ่มความดันสูงมากเกินไป แต่ถ้ามีการติดตั้งสถานีเพิ่มความดัน P_3 ก็จะสามารถลดเฮดของสถานี P_2 ลงได้มาก จะเห็นได้ชัดเจนว่า

$$Q_2 \cdot H'_2 > Q_2 \cdot H_2 + Q_3 \cdot H_3 \qquad \text{.....(9.3)}$$

มีผลให้ลดพลังงานที่ต้องการทั้งหมดลง ผลของการประหยัดพลังงานจะเด่นชัดมากขึ้นถ้าหากพื้นที่รับน้ำที่อยู่ทางปลายท่ออยู่ในระดับที่สูงกว่า

การจัดให้มีถังเก็บน้ำไว้หน้าสถานีเพิ่มความดันจะทำให้มีการสูญเสียพลังงานบางส่วนโดยมีสาเหตุมาจากต้องปรับช่องเปิดของวาล์วเพื่อรักษาระดับน้ำในถังให้อยู่ในขอบเขตที่กำหนด ดังนั้นจึงนิยมที่จะต่อท่อส่งน้ำเข้ากับท่อดูดของสถานีเพิ่มความดันโดยตรง ดังที่แสดงไว้ในรูปที่ 8.15 แต่จะต้องมีอุปกรณ์สำหรับควบคุมระบบและป้องกันความเสียหายที่จะเกิดขึ้นกับปั๊มและอุปกรณ์อย่างเหมาะสม



รูปที่ 9.13 สถานีเพิ่มความดันในท่อส่งน้ำ

9.5 ลักษณะเฉพาะของวาล์ว

ในการปฏิบัติงานของการประปา วาล์วจะมีบทบาทที่สำคัญในการควบคุมทางชลศาสตร์ ปิดกั้นมิให้น้ำไหลผ่าน ป้องกันการไหลย้อนกลับ และในบางกรณีใช้ลดความดัน การเลือกชนิดของวาล์วมาใช้จะต้องให้สอดคล้องกับเงื่อนไขทางชลศาสตร์ โดยคำนึงถึงความสะดวกในการบำรุงรักษาและอายุการใช้งานที่ยาวนานพอ

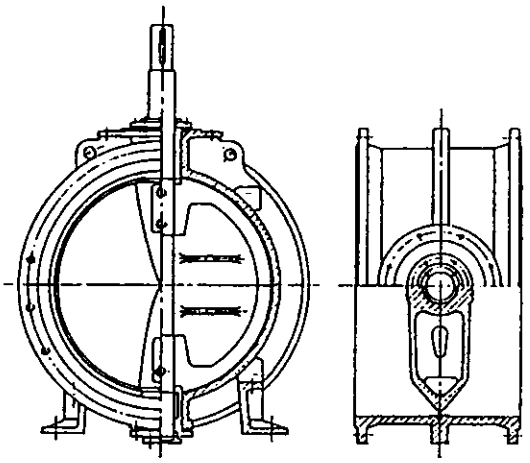
(1) วัตถุประสงค์และชนิดของวาล์ว

วาล์วที่ใช้ในงานประปาจะเลือกตามวัตถุประสงค์ใช้งาน กล่าวคือ

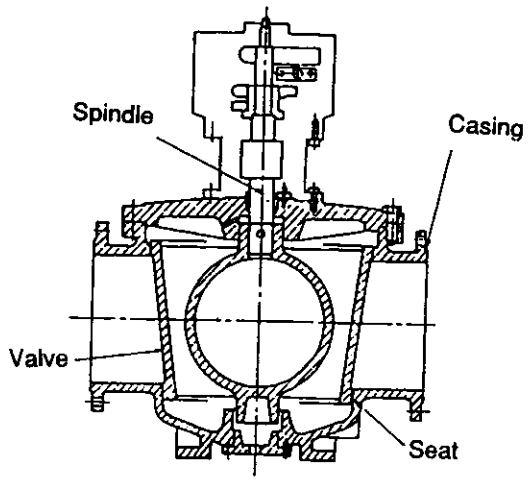
ก. วาล์วควบคุม (Control Valve)

การควบคุมการไหลทางด้านจ่ายของปั๊ม ที่ปากทางเข้าและออกของถังเก็บน้ำและที่จุดใดจุดหนึ่งของท่อส่งน้ำ มักจะใช้วาล์วปีกผีเสื้อ (Butterfly Valves) เนื่องจากมีราคาถูก เมื่อต้องการใช้กับความดันที่สูงมากขึ้น วาล์วทรงกรวย (Rotary Cone Valve) หรือวาล์วทรงกลม (Ball Valve) จะมีความเหมาะสมกับการควบคุมภายใต้ความดันสูงดีกว่า เพื่อลดการเกิดคาวิเตชั่นโดยเฉพาะอย่างยิ่งเมื่อช่องเปิดมีขนาดเล็กจะเลือกใช้วาล์วปลอก (Sleeve Valve) หรือวาล์วเข็ม (Needle Valve) เนื่องจากมีคุณสมบัติป้องกันคาวิเตชั่นได้ดีกว่า

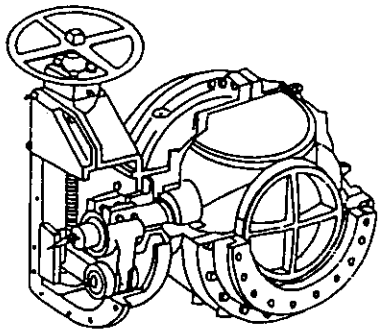
สำหรับวาล์วเพื่อควบคุมความดัน การเลือกจะต้องพิจารณาจากความแตกต่างของความดันระหว่างด้านหน้าและด้านหลังของวาล์วที่ต้องการ และประสิทธิภาพในการต่อต้านคาวิเตชั่น สำหรับการลดความดัน วาล์วควบคุมความดันอัตโนมัติ (Auto Valve) ซึ่งจะเปิดปิดโดยอาศัยแรงดันภายใน



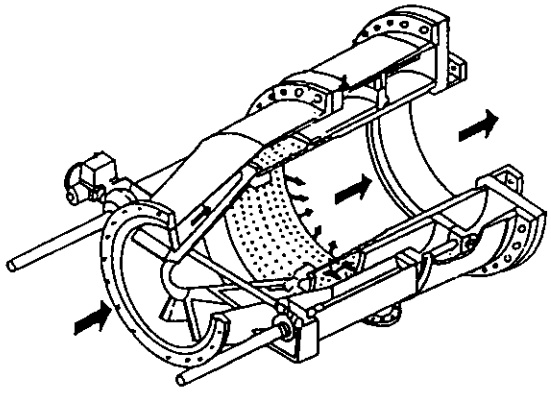
(a) Butterfly valve (metal contact)



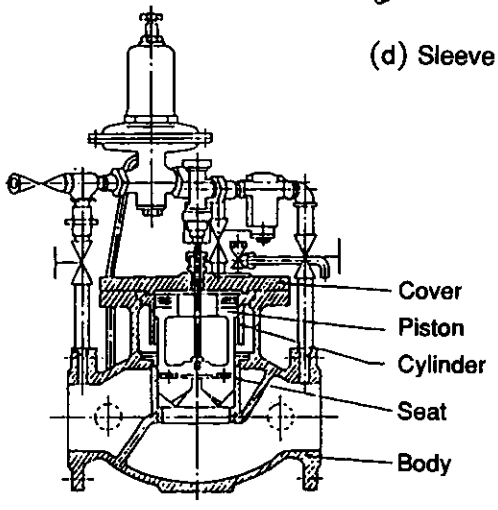
(b) Rotary cone valve



(c) Ball valve



(d) Sleeve valve



(e) Auto valve

รูปที่ 9.14 วาล์วควบคุมแบบต่าง ๆ

ท่อ สามารถนำมาใช้ควบคุมความดันภายในท่อด้านท้ายน้ำของวาล์วดังกล่าวได้

ข. วาล์วตัดตอน (Isolating Valve)

วาล์วประเภทนี้จะทำหน้าที่ตัดตอนไม่ให้น้ำจากทางด้านต้นน้ำ หรือท้ายน้ำไหลผ่าน วาล์วที่นำมาใช้เพื่อวัตถุประสงค์นี้มักจะเป็นวาล์วแบบบานเลื่อน (Sluice Gate Valve) เนื่องจากมีคุณสมบัติในการป้องกันการรั่วที่ดี

ในกรณีที่มีการเปิด-ปิดบ่อยครั้ง ควรเลือกใช้วาล์ปีกผีเสื้อที่มีบ่าเป็นโลหะหรือวาล์วอื่นที่เหมาะสม โกลบวาล์ว (Globe Valve) จะใช้กับท่อขนาดเล็ก สำหรับกรณีที่ต้องมีการปิดแบบฉุกเฉิน วาล์วซึ่งทำงานด้วยตัวกระตุ้นซึ่งออกแบบเป็นพิเศษสามารถนำมาใช้เพื่อวัตถุประสงค์นี้ได้

ค. วาล์วลดความดัน (Pressure Relief Value)

บางครั้งมีความจำเป็นต้องลดความดันในท่อ เนื่องจากจำเป็นต้องเดินเครื่องภายใต้ความดันสูงอย่างต่อเนื่องอยู่เสมอๆ ระดับเสียงและความสั่นสะเทือนสามารถทำให้ลดน้อยลงได้โดยใช้วาล์วชนิดพิเศษ เช่น Hollow Jet Valve, Fixed Cone Valve และ Sleeve Valve

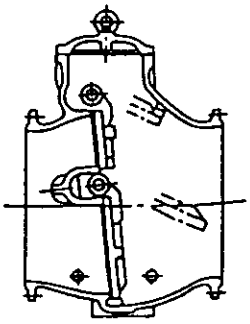
ง. เชควาล์ว (Check Valve)

เพื่อป้องกันการไหลกลับของน้ำเมื่อปิดปั๊มโดยไม่ต้องปิดวาล์วก็มักจะติดตั้งเชควาล์วไว้ทางด้านจ่ายของปั๊ม เชควาล์วแบบที่ใช้กันทั่วๆ ไปจะเป็นแบบบานเหวี่ยง (Swing Check Valve) ซึ่งมีส่วนประกอบที่ง่าย และเพื่อป้องกันการปิดกระแทกของบานประตูเมื่อมีการไหลย้อนกลับมักจะมีกลไกบังคับให้บานประตูปิดอย่างรวดเร็วโดยใช้น้ำหนักถ่วงหรือสปริง

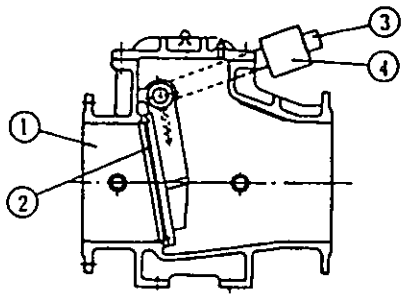
เชควาล์วแบบปิดช้า (Slow Closing Check Valve) จะใช้สำหรับบรรเทาคลื่นความดันที่เกิดขึ้นเมื่อมีการไหลย้อนกลับเมื่อมีการปิดปั๊มอย่างฉับพลัน ในเชควาล์วบางชนิดจะติดตั้งอุปกรณ์ที่ทำให้ปิดช้าลงไว้ที่บานประตู เช่น Oil Dashpot ซึ่งจะสามารถใช้ได้กับระบบสูบน้ำซึ่งมีเฮดสถิตย์ 10-20 เมตร บางชนิดจะมีท่อให้น้ำไหลอ้อมบานประตูย้อนกลับได้บางส่วนร่วมกับอุปกรณ์ที่ทำให้การปิดช้าลง การเลือกระยะเวลาที่ใช้ในการปิดจะได้จากการวิเคราะห์หาแรงกระทุ้งของน้ำ (Water Hammer) ในท่อส่ง

เมื่อมีการติดตั้งฟุตวาล์ว (Foot Valve) ไว้ที่ปลายท่อดูด วาล์วดังกล่าวก็จะช่วยป้องกันการไหลย้อนกลับได้ อย่างไรก็ตาม มักจะติดตั้งเชควาล์วไว้ทางด้านจ่ายของปั๊มอีกชุดหนึ่งเพื่อเป็นการเผื่อเอาไว้ในกรณีที่ฟุตวาล์วไม่ทำงาน

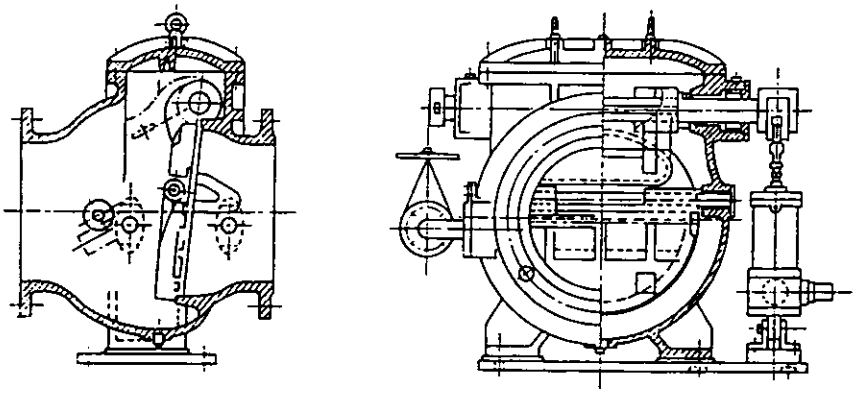
สำหรับท่อขนาดเล็ก อาจจะใช้เชควาล์วแบบที่ตัวบานถูกดันให้เคลื่อนตัวในแนวตั้งฉากกับบ่าของบาน (Lift Type Check Valve) การปิดบานอย่างรวดเร็วสามารถทำได้โดยการติดตั้งสปริงบังคับ อย่างไรก็ตาม การติดตั้งสปริงบังคับนี้จะทำให้มีการเสียเฮดเพิ่มขึ้น



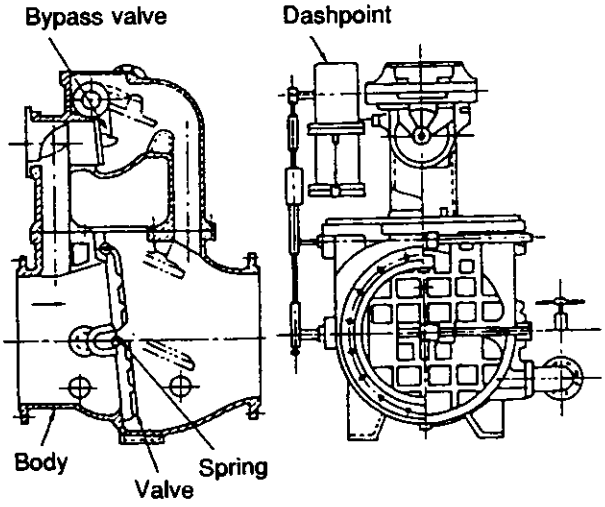
(a) Swing type



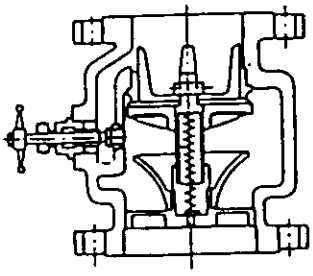
(b) Swing type with weight



(c) Slow closing - valve disc



(d) Slow closing - bypass



(e) Quick closing - lift type

รูปที่ 9.15 เชควาล์วแบบต่าง ๆ

(2) การเสียเฮดจากการไหลผ่านวาล์ว

เมื่อมีการไหลผ่านวาล์วก็จะมีการสูญเสียเฮดซึ่งจะมากหรือน้อยขึ้นอยู่กับชนิดและขนาดช่องเปิดของวาล์วนั้น การเสียเฮดเป็นสัดส่วนโดยตรงกับเฮดความเร็วดังสมการ

$$H_{fv} = f_v \cdot \frac{V^2}{2g} \qquad \text{.....(9.4)}$$

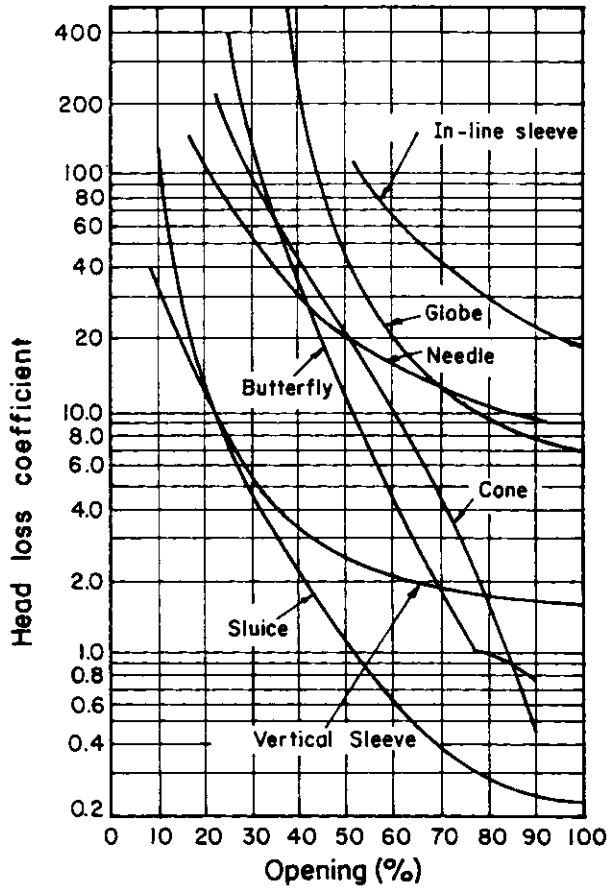
โดย H_{fv} = *การสูญเสียเฮดในการไหลผ่านวาล์ว* (m)

f_v = *สัมประสิทธิ์ของการเสียเฮด*

V = *ความเร็วของการไหลในท่อหน้าวาล์ว* (m/s)

g = *ความเร่งเนื่องจากแรงดึงดูดของโลก* (9.81 m/s^2)

ค่าสัมประสิทธิ์ของการเสียเฮด f_v จะขึ้นอยู่กับลักษณะทางชลศาสตร์ของวาล์วแต่ละชนิดและจะได้มาโดยทำการทดลองให้น้ำไหลผ่านช่องเปิดขนาดต่างๆ กันดังแสดงไว้ในรูปที่ 9.16



รูปที่ 9.16 สัมประสิทธิ์ของการเสียเฮดในการไหลผ่านวาล์ว

(3) สัมประสิทธิ์ของสมรรถนะของวาล์ว

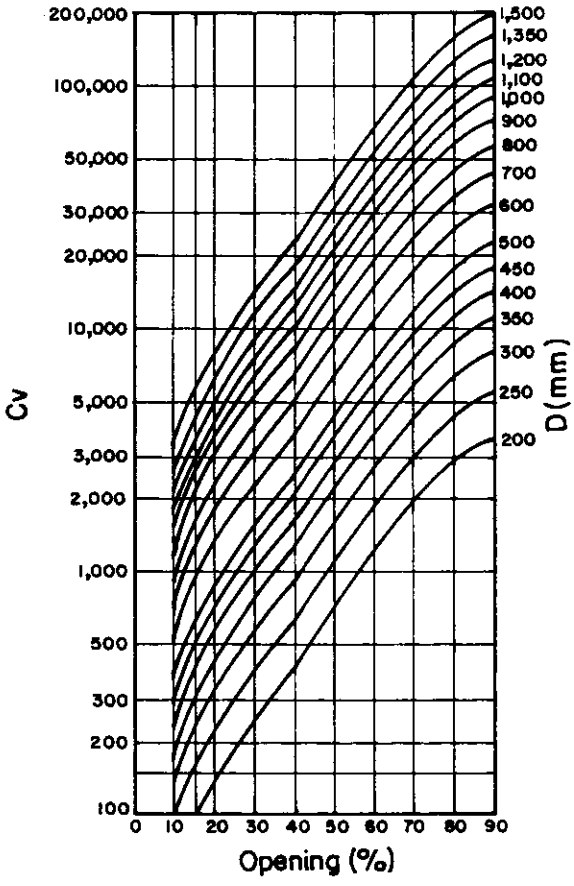
การเลือกขนาดของวาล์วเพื่อการควบคุมจะทำได้สะดวกโดยดูจากค่าสัมประสิทธิ์ของสมรรถนะ (Valve Capacity Coefficient) ทั้งนี้เพราะความเหมาะสมในการใช้ควบคุมจะตรวจสอบจากอัตราการไหลผ่านและช่วงการเสียเฮดที่ต้องการ เมื่อใช้ระบบเมตริกค่าสัมประสิทธิ์ดังกล่าวสามารถเขียนให้อยู่ในรูปของสมการ

$$C_v = 1.167 \frac{Q}{\sqrt{P/\gamma}} \qquad \text{.....(9.5)}$$

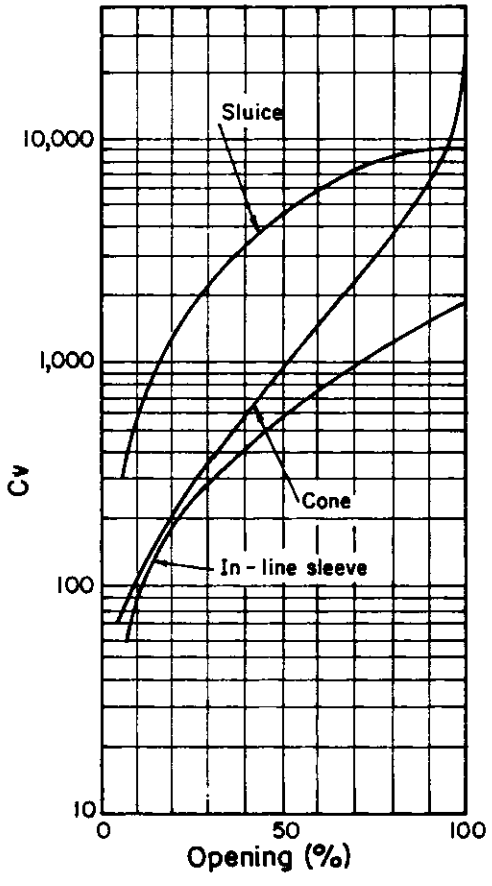
โดย C_v = *สัมประสิทธิ์ของสมรรถนะของวาล์ว*

Q = *อัตราการไหล* (m^3/h)

γ = *น้ำหนักจำเพาะของของเหลว* (kgf/ℓ)



รูปที่ 9.17 ค่า C_v ของวาล์วปีกผีเสื้อ



รูปที่ 9.18 ค่า C_v ของวาล์วแบบต่าง ๆ ซึ่งมีขนาด 300 มม

P = *ความแตกต่างระหว่างความดันด้านหน้าและด้านหลังของวาล์ว* (kgf/cm^2)

เมื่อทราบค่าสัมประสิทธิ์ของการเสียเฮด f_v จะได้ว่า

$$C_v = 46.24 \cdot \frac{D^2}{\sqrt{f_v}} \qquad \text{.....(9.6)}$$

โดย D เป็น*ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางภายในของท่อ*

(4) ลักษณะเฉพาะในแง่คาวิเตชั่น

ในขณะที่มีการลดช่องเปิดของวาล์วลง ความดันด้านหลังวาล์วจะลดลงเนื่องจากความเร็วขณะไหลผ่านวาล์วจะสูงขึ้นและอาจก่อให้เกิดคาวิเตชั่นที่วาล์วขึ้นได้ เกณฑ์ที่อาจก่อให้เกิดคาวิเตชั่นที่วาล์วสามารถคำนวณโดยสมการที่ (9.7) ซึ่งสมการที่ (4.5) เป็นรูปแบบที่ทำให้ง่ายขึ้นแล้วของสมการนี้

$$K = \frac{H_{ab} + H_{vd}}{H_{fv} + V^2/2g} \qquad \text{.....(9.7)}$$

โดย K = *ค่าสัมประสิทธิ์ของคาวิเตชั่น*

H_{ab} = *เฮดความดันของบรรยากาศหักด้วยเฮดความดันไอน้ำอิ่มตัว* (m)

H_{vd} = *เฮดความดันด้านท้ายน้ำของวาล์ว* (m)

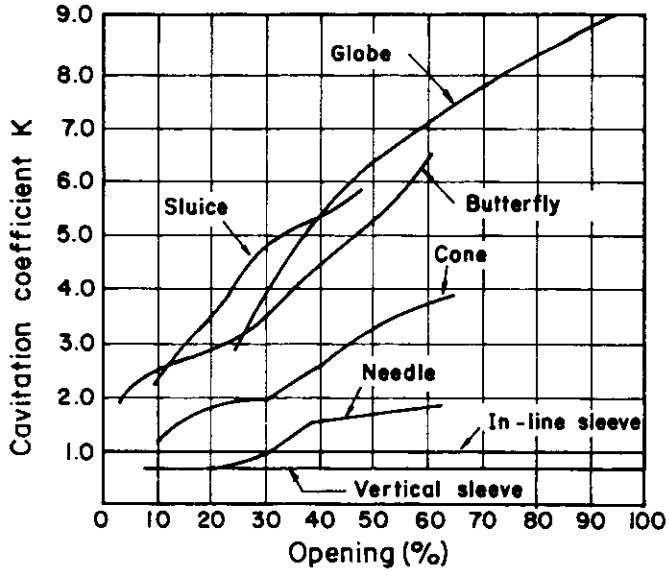
H_{fv} = *การเสียเฮดขณะไหลผ่านวาล์ว* (m)

V = *ความเร็วของการไหลในท่อหน้าวาล์ว* (m/s)

ค่าสัมประสิทธิ์ของคาวิเตชั่นจะผันแปรไปตามชนิดของวาล์วและขนาดของช่องเปิด รูปที่ 9.19 แสดงให้เห็นถึงตัวอย่างค่าของ K เมื่อเริ่มต้นเกิดคาวิเตชั่นสำหรับวาล์วชนิดต่างๆ เพื่อที่จะหลีกเลี่ยงผลกระทบอันเลวร้ายจากการเกิดคาวิเตชั่นอันเนื่องมาจากการใช้ควบคุมการไหลอย่างต่อเนื่อง ค่า K ที่ได้จากสภาพการติดตั้งจะต้องสูงกว่าค่าที่ยอมให้สำหรับชนิดของวาล์วและขนาดช่องเปิดที่ใช้

เนื่องจากการเกิดคาวิเตชั่นในขณะที่มีการลดขนาดช่องเปิดของวาล์วอาจจะยอมรับได้ในระดับหนึ่ง ค่าของ K ที่ยอมให้ซึ่งแสดงไว้ในรูปที่ 9.19 อาจจะลดลงมาได้อีกในแง่ของการปฏิบัติโดยอ้างอิงกับข้อมูลจากบริษัทผู้ผลิตวาล์ว ถ้าการเกิดคาวิเตชั่นเป็นการเกิดชั่วขณะในขณะที่กำลังมีการเปิด-ปิดวาล์ว ก็จะยิ่งลดค่า K ลงมาได้มากขึ้น

ในกรณีที่ค่า K ซึ่งได้จากการติดตั้งน้อยกว่าค่าที่ยอมให้ ควรจะเปลี่ยนไปใช้วาล์วชนิดอื่นที่จะให้ค่า K น้อยกว่า เพราะมิฉะนั้นแล้วจะต้องเลื่อนตำแหน่งของวาล์วไปติดตั้งในตำแหน่งที่อยู่ทางต้นน้ำมากกว่าเดิมเพื่อที่จะทำให้ค่า K สูงขึ้น ในบางกรณีอาจใช้วาล์ว 2 ชุดหรือมาก



รูปที่ 9.19 ค่าสัมประสิทธิ์ K เมื่อเริ่มต้นเกิดคาวิเตชั่น

กว่าติดตั้งร่วมกันแบบอนุกรมเพื่อที่ว่าการเสียเฮดที่ต้องการจะถูกเฉลี่ยไปยังวาล์วแต่ละตัว และทำให้ค่า K ของทุกตัวสูงขึ้น

บันทึก

บทที่ 10

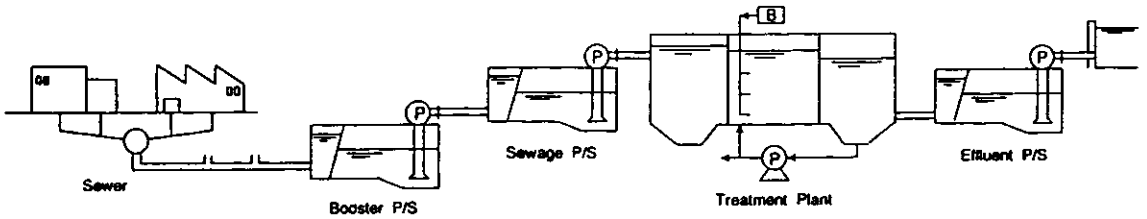
การสูบน้ำในงานกำจัดน้ำเสีย

เพื่อเป็นการปรับปรุงสภาพแวดล้อมในถิ่นที่อยู่อาศัยให้ดีขึ้น ได้มีการดำเนินการทางด้านบำบัดน้ำเสียมากขึ้นโดยถือว่างานนี้เป็นส่วนหนึ่งของโครงสร้างพื้นฐานสาธารณะ นอกจากนั้นมีอยู่บ่อยครั้งที่มีความจำเป็นต้องระบายน้ำที่เกิดจากพายุฝนในเขตเมืองเพื่อป้องกันน้ำท่วม โรงงานอุตสาหกรรมที่มีน้ำเสียจะถูกบังคับให้ควบคุมคุณภาพของน้ำทิ้งเพื่อป้องกันผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อม

ในระบบกำจัดน้ำเสีย น้ำเสียและ/หรือน้ำที่ผ่านการบำบัดแล้วจะต้องผ่านปั๊มในขั้นตอนใดขั้นตอนหนึ่งในกระบวนการบำบัดหรือทิ้งไป ในแต่ละขั้นตอนของกระบวนการเหล่านี้จะมีความต้องการใช้ปั๊มที่แตกต่างกัน

10.1 ระบบน้ำเสียในเขตเมือง

โดยปกติระบบน้ำเสียในเขตเมืองจะประกอบด้วยท่อรับน้ำเสีย สถานีสูบน้ำเสียส่งไปยังโรงบำบัด และโรงบำบัดน้ำเสีย ระบบรวบรวมน้ำเสียยังอาจแบ่งแยกออกเป็น **ระบบแยก** (Separate System) ซึ่งแยกท่อรวบรวมน้ำเสียจากบ้านเรือนต่างหากจากท่อรวบรวมน้ำที่เกิดจากฝน และ **ระบบรวม** (Combined System) ซึ่งจะรวบรวมทั้งน้ำเสียจากบ้านเรือนและจากน้ำฝนโดยใช้ท่อเดียวกัน รูปที่ 10.1 แสดงให้เห็นถึงแผนภาพของระบบบำบัดน้ำเสียแบบแยก



รูปที่ 10.1 ระบบบำบัดน้ำเสียจากเขตเมือง

เนื่องจากพื้นที่ให้บริการของระบบบำบัดน้ำเสียจะมีการขยายตัวไปพร้อมๆ กับการพัฒนาในระดับภูมิภาค ดังนั้นโดยปกติขนาดของโครงการสำหรับงานด้านวิศวกรรมโยธาจะกำหนดให้สามารถรองรับภาระในอนาคตได้ประมาณ 20 ปี

ปั๊มที่ใช้ในงานรวบรวมและบำบัดน้ำเสียอาจจะแบ่งแยกออกได้ตามหน้าที่ของมัน กล่าวคือ

- *ปั๊มเพิ่มความดัน* หรือปั๊มถ่ายทอดน้ำเสีย เพื่อส่งน้ำเสียไปสู่โรงบำบัด
- *ปั๊มสำหรับโรงบำบัดน้ำเสีย* เพื่อสูบน้ำเสียจากบ่อรวบรวมไปสู่ระบบบำบัด
- *ปั๊มระบายน้ำฝน* เป็นปั๊มที่ใช้สูบน้ำที่เกิดจากพายุฝนทิ้งลงสู่ทางน้ำ แม่น้ำ
- *ปั๊มน้ำทิ้ง* ใช้สูบน้ำเสียที่ได้รับการบำบัดแล้วทิ้งลงสู่แม่น้ำ
- *ปั๊มอื่นๆ* ที่ใช้ในกระบวนการบำบัดน้ำเสียในขั้นตอนต่างๆ

(1) การกำหนดสมรรถนะของปั๊ม

สมรรถนะของปั๊มในงานรวบรวมและบำบัดน้ำเสียจะกำหนดเป็นอัตราสูงสุดต่อวันซึ่งได้จากอัตราการใช้น้ำประปาสูงสุดต่อวัน รวมกับอัตราการไหลของน้ำเสียจากโรงงานอุตสาหกรรมที่จะต้องรับผิดชอบ และน้ำใต้ดินที่คาดว่าจะไหลซึมเข้ามาในระบบ เนื่องจากว่าอัตราการไหลของน้ำเสียจะผันแปรไปตามช่วงเวลา สมรรถนะของปั๊มจะต้องเลือกกำหนดเมื่ออัตราการไหลต่อชั่วโมงมีค่าสูงสุด ค่าดังกล่าวนี้จะอยู่ในช่วงประมาณ 1.3 ถึง 1.8 เท่าของอัตราการไหลเฉลี่ยของวันที่มีอัตราการไหลสูงสุด

ในพื้นที่ที่พัฒนาแล้วของเขตเทศบาล อัตราการไหลของน้ำเสียสูงสุดจะอยู่ในช่วง 300 ถึง 600 ลิตรต่อคนต่อวัน สำหรับระบบน้ำเสียที่เป็นระบบรวมซึ่งจะต้องรวบรวมน้ำฝนเข้ามาในท่อเดียวกันกับน้ำเสียจากบ้านเรือน บางครั้งขนาดของปั๊มจะต้องมีขนาดเพิ่มมากเป็น 3 เท่าของอัตราการไหลสูงสุดต่อชั่วโมงของน้ำเสีย

การประมาณอัตราการไหลสูงสุดจากพายุฝน จะใช้ Rational Formula ดังที่ได้ให้ไว้ในสมการที่ 8.3 กล่าวคือ

$$Q = \frac{1}{360} C \cdot I \cdot A \qquad \text{..... (10.1)}$$

โดย Q = *อัตราการไหลเพื่อการออกแบบ* (m^3/s)

C = *สัมประสิทธิ์ของน้ำท่า*

I = *อัตราการตกของฝนเฉลี่ยในช่วงเวลาที่ใช้รวมน้ำ* (mm/h)

A = *พื้นที่รับน้ำ* (ha)

ค่าสัมประสิทธิ์ของน้ำท่า C จะขึ้นอยู่กับลักษณะของพื้นผิวในพื้นที่รับน้ำ เช่นจะมีค่า

ประมาณ 0.8 สำหรับย่านธุรกิจ 0.65 สำหรับย่านอุตสาหกรรม 0.50 สำหรับเขตที่อยู่อาศัย และ 0.35 สำหรับย่านชานเมือง ค่า C สำหรับการออกแบบจะได้จากการเฉลี่ยแบบถ่วงน้ำหนักด้วยขนาดของพื้นที่ที่พื้นผิวซึ่งมีความแตกต่างกัน

สำหรับการเลือกใช้ค่าอัตราการตกของฝน I จะใช้อัตราการตกสูงสุดในช่วงระยะเวลา 5 ถึง 10 ปี และมักจะใช้สมการของ Talbot คือ I = a / (t + b) โดย t เป็นระยะเวลารวมน้ำ (Time of Concentration) เป็นนาที a และ b เป็นค่าคงที่ที่ขึ้นอยู่กับลักษณะของพื้นที่ เช่น สำหรับนครโตเกียว ค่า a และ b จะเท่ากับ 5,000 และ 40 ตามลำดับ สำหรับค่า t จะเป็นผลรวมของระยะเวลาที่น้ำใช้เดินทางจากจุดไกลสุดไปสู่ท่อรับน้ำซึ่งจะใช้เวลาหลายนาที และจากท่อรับน้ำไปสู่สถานีสูบน้ำซึ่งได้จากการหารความยาวของท่อด้วยความเร็วเฉลี่ยของการไหล

(2) ระดับน้ำ

ระดับน้ำทางด้านดูดของสถานีสูบน้ำเสียจะกำหนดจากระดับที่จะทำให้ระดับน้ำในท่อรับน้ำอยู่ต่ำสุด สำหรับสถานีสูบน้ำเพื่อระบายน้ำฝน ระดับน้ำต่ำสุดจะกำหนดจากลาดชลศาสตร์ (Hydraulic Gradient) ที่จะควบคุมให้ระดับน้ำในพื้นที่ป้องกันน้ำท่วมอยู่ในระดับที่ไม่สูงเกินกว่าค่าที่กำหนดไว้ ในการกำหนดระดับน้ำทางด้านดูดในบ่อสูบ จะต้องนำเอาการเสียเฮดที่ตะแกรงกันขยะและที่บ่อดักตะกอนเข้ามาพิจารณาด้วย

สำหรับการสูบน้ำเสียส่งไปยังโรงบำบัด ระดับน้ำทางด้านท่อจ่ายของปั๊มจะได้จากระดับน้ำที่ใช้ในการออกแบบให้น้ำไหลผ่านกระบวนการบำบัด ระดับน้ำทางด้านจ่ายของระบบกำจัดน้ำฝนจะผันแปรไปตามระดับน้ำของที่ทิ้งน้ำ ซึ่งอาจเป็นระดับน้ำของแม่น้ำหรือทะเล ระดับน้ำที่ปลายท่อทิ้งน้ำนี้จะต้องเลือกจากระดับที่จะเกิดขึ้นเป็นประจำเมื่อมีการสูบน้ำทิ้ง ในขณะเดียวกันขนาดระบบสูบน้ำจะต้องใหญ่พอที่จะสูบด้วยอัตราสูงสุดที่ออกแบบไว้ได้เมื่อปลายท่อมีระดับน้ำสูงสุด ในขณะที่ระดับน้ำทางด้านจ่ายอยู่สูงสุดนี้ การเพิ่มอัตราการสูบเพื่อชดเชยกับอัตราการสูบของปั๊มที่ลดลงจะทำได้โดยการให้ปั๊มสำรองทำงานในช่วงเวลาดังกล่าว

(3) กำลังงานที่ต้องการ

ในการหากำลังงานที่ต้องการสำหรับปั๊มที่ใช้ในระบบบำบัดน้ำเสีย ความถ่วงจำเพาะของน้ำเสียอาจกำหนดให้มีค่าเท่ากับ 1.0 ค่าความถ่วงจำเพาะที่สูงขึ้นอันเนื่องมาจากปริมาณสิ่งแขวนลอยในน้ำซึ่งทำให้ความต้องการกำลังงานสูงขึ้น จะได้รับการชดเชยจากค่ากำลังงานที่เผื่อไว้ขณะที่เลือกขนาดของต้นกำลัง ซึ่งมักจะเลือกค่ามาตรฐานที่ระบุของต้นกำลังสูงกว่ากำลังงานที่ต้องการอยู่เสมอ

(4) จำนวนปั๊มที่ต้องการ

อัตราการสูบสูงสุดเพื่อออกแบบจะถูกแบ่งให้รับผิดชอบโดยปั๊มหลายเครื่องเพื่อให้สามารถรองรับความผันแปรของอัตราการสูบได้ ในขณะเดียวกันก็เป็นการหลีกเลี่ยงปัญหาการสตาร์ตปั๊มบ่อย

ครั้งเกินไป การติดตั้งปั๊มในงานรวบรวมและบำบัดน้ำเสียจึงมักกำหนดให้ใช้ปั๊มอย่างน้อย 2 เครื่อง เพื่อเป็นหลักประกันความปลอดภัยในกรณีที่ปั๊มเครื่องใดเครื่องหนึ่งเกิดการชำรุด และจะต้องจัดให้มีปั๊มสำรอง 1 เครื่องสำหรับงานสูบน้ำเสียจากเขตเมืองมาทำการบำบัด

เมื่อมีการขยายตัวเมืองและขยายท่อรับน้ำเสียออกไปจำนวนปั๊มก็จะต้องเพิ่มขึ้นตามไปด้วย การใช้ปั๊มซึ่งต้นกำลังสามารถปรับความเร็วรอบได้จึงเหมาะกับการใช้งานเมื่อเริ่มต้นโครงการซึ่งปริมาณน้ำเสียยังคงน้อยอยู่

ตารางที่ 10.1 จะให้แนวทางสำหรับการเลือกจำนวนปั๊มในงานบำบัดน้ำเสียจากเขตเมือง ตัวเลขในวงเล็บหมายถึงจำนวนปั๊มที่ต้องมีสำรองไว้ สำหรับงานระบายน้ำฝน เครื่องสำรองจะเป็นหลักประกันให้สามารถสูบน้ำทิ้งได้ตามอัตราที่ต้องการเมื่อระดับน้ำของที่ทิ้งน้ำอยู่สูงกว่าระดับที่ออกแบบไว้

ตารางที่ 10.1 แนวทางสำหรับเลือกจำนวนปั๊ม

งานสูบน้ำเสีย		งานระบายน้ำฝน	
อัตราการสูบสูงสุด	จำนวนเครื่อง	อัตราการสูบสูงสุด	จำนวนเครื่อง
น้อยกว่า 0.50 m^3/s	2 + (1)	น้อยกว่า 3.0 m^3/s	2 หรือ 3
0.50 ~ 1.50 m^3/s	3 ~ 5 + (1)	3.0 ~ 5.0 m^3/s	3 หรือ 4
มากกว่า 1.50 m^3/s	4 ~ 6 + (1)	มากกว่า 5.0 m^3/s	4 หรือ 6

10.2 ปั๊มสำหรับงานรวบรวมและกำจัดน้ำเสีย

ปั๊มที่ใช้ในงานรวบรวมและกำจัดน้ำเสียจะถูกแบ่งแยกออกตามสมบัติของของเหลวที่ปั๊มนั้นจะต้องใช้สูบ เช่น ปั๊มน้ำโสโครก ปั๊มน้ำฝน ปั๊มน้ำเสียที่ผ่านการบำบัดแล้ว และปั๊มซึ่งใช้ในกระบวนการบำบัดในขั้นตอนต่างๆ โดยทั่วๆ ไป ปั๊มเทอร์โบจะได้รับการออกแบบให้เหมาะกับการใช้งานสูบของเหลวที่มีคุณสมบัติเฉพาะ

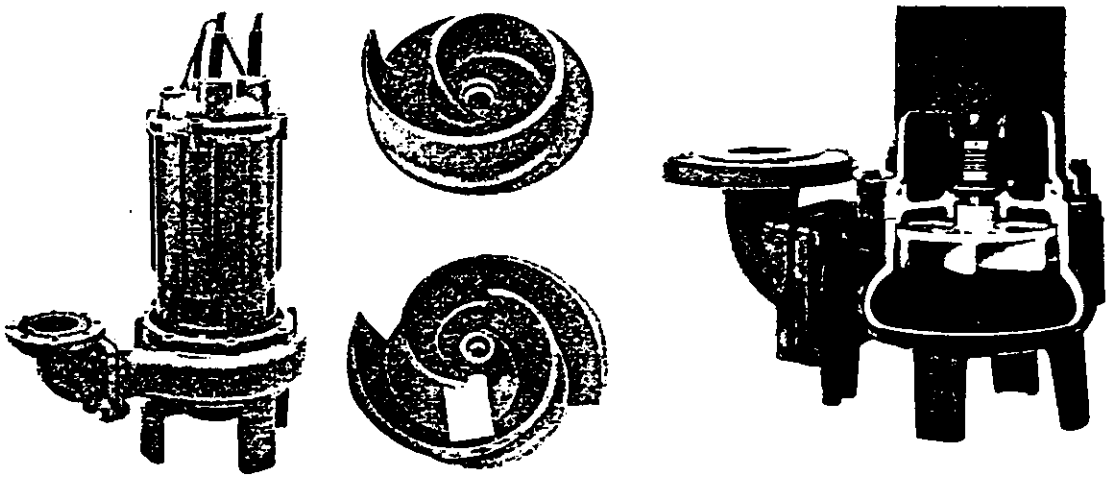
(1) ปั๊มน้ำโสโครก (Raw Sewage Pump)

ปั๊มสูบน้ำโสโครกมีบทบาทที่สำคัญในระบบรวบรวมน้ำเสีย โดยการสูบส่งไปยังระบบบำบัดและใช้ในกระบวนการบำบัดเอง ในโรงบำบัดน้ำเสียปั๊มน้ำโสโครกจะใช้สำหรับสูบน้ำเสียจากบ่อรวบรวมน้ำหลังตะแกรงกันขยะส่งไปยังบ่อตกตะกอน นอกจากนั้นยังใช้เพื่อยกระดับความดันเพื่อส่งน้ำเสียไปสู่โรงบำบัด

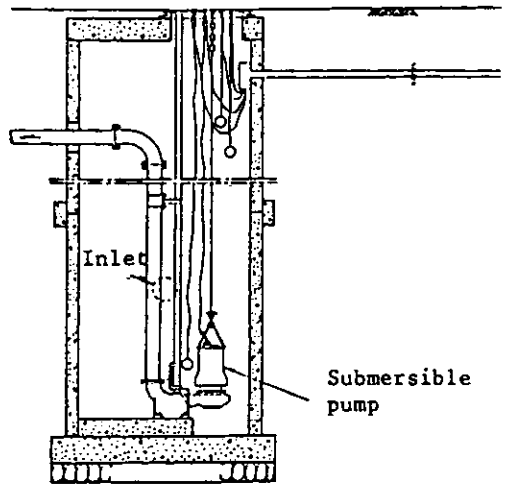
ในการสูบน้ำซึ่งมีสิ่งแปลกปลอมขนาดต่างๆ ติดมาด้วย ปั๊มน้ำโสโครกจะต้องสามารถทำงานได้อย่างต่อเนื่องโดยปราศจากการอุดตันภายใน สำหรับงานขนาดเล็กส่วนมากมักจะติดตั้งปั๊มโดย

ไม่มีตะแกรงกันขยะ ในกรณีเช่นนี้จะใช้ปั๊มชนิดที่**ไม่อุดตัน** (Non-clog Pump) ซึ่งจะมีแผ่นใบพัดเพียงใบเดียวหรือสองใบ ปั๊มชนิดใหม่ซึ่งได้รับการพัฒนาขึ้นมาสำหรับงานประเภทนี้ได้แก่ ปั๊มแบบ**น้ำวน** (Vortex) ซึ่งใบพัดจะไม่เป็นสิ่งกีดขวางการไหล ดังนั้น สิ่งแปลกปลอมที่มีขนาดเล็กกว่าขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางภายในของท่อก็จะไหลผ่านไปได้ ปั๊มแบบไม่อุดตันนี้ส่วนใหญ่จะออกแบบให้เป็นปั๊มจุ่มขับเคลื่อนด้วยมอเตอร์ และจะมีขนาดใหญ่สุดประมาณ 200 มิลลิเมตร ตัวอย่างของปั๊มที่ใช้สำหรับงานสูบน้ำโสโครกแสดงไว้ในรูปที่ 10.2 และ 10.3

สำหรับการส่งต่อน้ำโสโครกจากบ่อรวมของพื้นที่หนึ่งไปสู่ท่อรับน้ำเสียขนาดใหญ่ ปั๊มซึ่งออกแบบจากโรงงานให้เป็นส่วนหนึ่งของหลุมบริการ (Manhole) จะฝังไว้ใต้ผิวจราจร ในหลุมบริการ



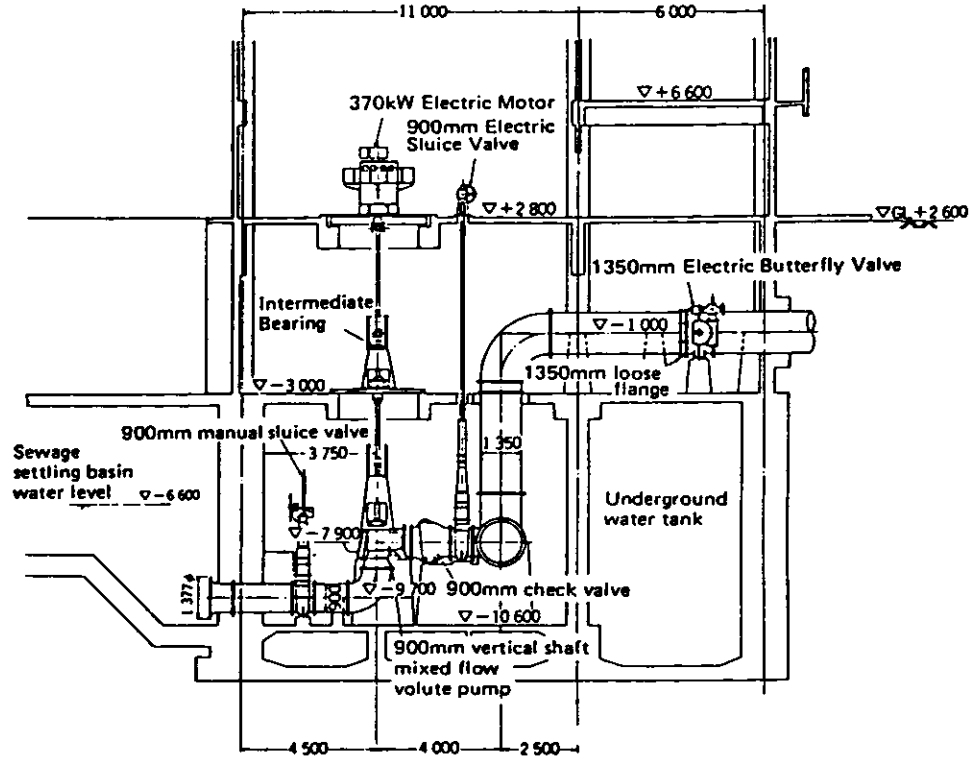
รูปที่ 10.2 ปั๊มจุ่ม (Submersible) สำหรับสูบน้ำโสโครก (แบบไม่อุดตัน และแบบน้ำวน)



รูปที่ 10.3 ปั๊มน้ำโสโครกที่ติดตั้งไว้ในหลุมบริการ (Manhole)

จะมีปั๊มจุ่มสองเครื่องทำงานโดยอัตโนมัติโดยใช้สวิชต์ลูกลอย รายละเอียดแสดงไว้ในรูปที่ 10.3

สำหรับงานส่งต่อน้ำเสียขนาดกลางและขนาดใหญ่ การส่งต่อจะทำโดยการใช้ปั๊มแบบเพลาตั้ง ดูดด้านเดียว ตัวเรือนปั๊มแบบหอยโข่งและใบพัดแบบ Radial หรือ Mixed Flow ซึ่งขึ้นอยู่กับเฮดที่ต้องการ อย่างไรก็ตาม จำนวนครีบใบพัด (Impeller Vane) จะถูกจำกัดให้มีน้อยที่สุด และครีบผันน้ำ (Diffuser Vane) จะถูกตัดออกไปเพื่อให้มีช่องทางการไหลกว้างขวางพอ เนื่องจากจะยังคงมีสิ่งแปลกปลอมติดมากับน้ำได้อีกถึงแม้จะผ่านตะแกรงมาแล้วก็ตาม (โดยปกติตะแกรงจะมีขนาดช่องเปิดประมาณ 25 มม.) เพลาซึ่งติดตั้งอยู่ในแนวดิ่งจะถูกยึดให้ได้ศูนย์ด้วยรองลื่น (Bearing) ภายนอกระหว่างปั๊มและต้นกำลังซึ่งจะให้ความสะดวกในการบำรุงรักษาและจะมีอายุการใช้งานที่ยาวนานกว่า ปั๊มน้ำโสโครกประเภทนี้มักจะติดตั้งในลักษณะของบ่อแห้ง (Dry Pit) ซึ่งต้นกำลังจะอยู่ที่พื้นชั้นบนเพื่อป้องกันปัญหาน้ำท่วม ลักษณะการติดตั้งได้แสดงไว้ในรูปที่ 10.4



รูปที่ 10.4 ตัวอย่างการติดตั้งปั๊มสูบน้ำโสโครกโดยใช้ปั๊มเพลาตั้ง

(2) ปั๊มระบายน้ำฝน

ปั๊มระบายน้ำฝนจะใช้สูบน้ำเพื่อป้องกันน้ำท่วมพื้นที่บริการในกรณีที่มีฝนตกหนัก ในพื้นที่ลุ่ม ปั๊มระบายน้ำฝนจะใช้สำหรับรักษาระดับน้ำในคลองระบายหรือท่อระบายสายหลักไม่ให้สูงเกินกว่าระดับที่กำหนดไว้ เพื่อที่จะให้สามารถรองรับอัตราการระบายขนาดใหญ่ ขนาดของปั๊มจะต้องใหญ่กว่าปั๊มน้ำโสโครกมาก ถ้าระบบรับน้ำทิ้งเป็นแบบระบบรวม ปั๊มระบายน้ำฝนขนาดใหญ่มักจะติดตั้งไว้ใกล้ๆ กับปั๊มสูบน้ำโสโครก

ในงานระบายน้ำฝน ปั๊มที่ใช้มักจะเป็นแบบ Mixed หรือ Axial Flow ที่มีครีบผันน้ำเนื่องจากจะมีขีดความสามารถในการปรับตัวให้เข้ากับอัตราการสูบขนาดกลางและขนาดใหญ่ และช่วงค่าของเฮดที่ต้องการได้ดี บางครั้งอาจใช้ปั๊มแบบเพลานอนเพื่อให้ง่ายต่อการบำรุงรักษา อย่างไรก็ตาม มักนิยมใช้ปั๊มเพลาตั้งมากกว่าถ้ามีอัตราการสูบสูง เนื่องจากจะสามารถหลีกเลี่ยงปัญหาคาวิเตชั่นได้ และวิธีสตาร์ตปั๊มจะทำได้ง่ายกว่า

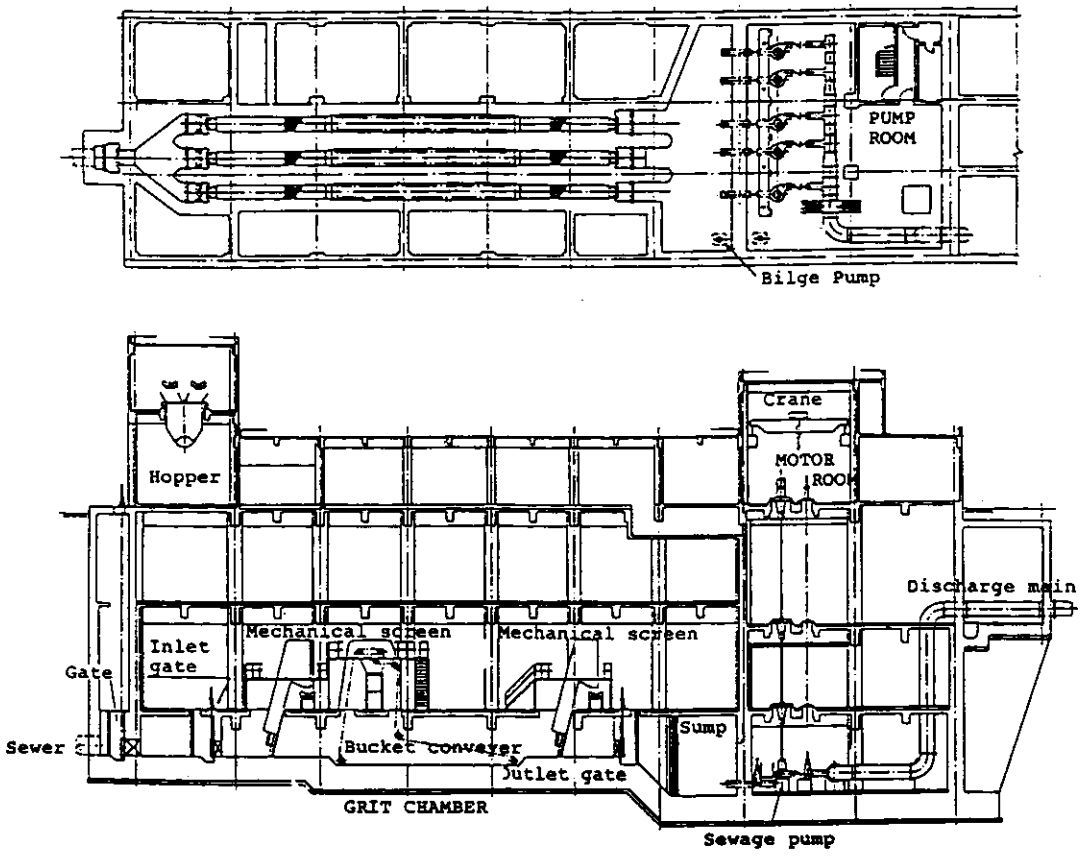
ปั๊มเพลาตั้งซึ่งมีครีบผันน้ำจะใช้รองลื่นที่ทำงานใต้ระดับน้ำได้ รองลื่นดังกล่าวนี้นิยมใช้ยางหล่อขึ้นรูป เนื่องจากสามารถเชื่อถือได้ถ้ามีน้ำสะอาดมาคอยหล่อลื่นอยู่ ใบพัดที่ใช้จะเป็นแบบกึ่งเปิด (Semi-open) และมักจะทำด้วยเหล็กหล่อหรือเหล็กไร้สนิมเพื่อให้ทนทานต่อการสึกกร่อนจากการเสียดสีกับทรายซึ่งไหลรวมมากับน้ำ

ถ้าปั๊มระบายน้ำฝนมีชั่วโมงการทำงานต่อปีไม่มากนัก มักจะเลือกใช้ต้นกำลังที่เป็นเครื่องยนต์ดีเซล ต้นกำลังที่เป็นเครื่องยนต์มักจะมีความเชื่อถือได้มากกว่าถ้าจำเป็นต้องให้การสูบน้ำดำเนินไปอย่างต่อเนื่องโดยไม่ถูกขัดจังหวะจากกระแสไฟฟ้าขัดข้อง ในกรณีที่เลือกใช้ปั๊มแบบเพลาตั้ง จะต้องใช้กระปุกเกียร์ (Gear Box) ลดความเร็วรอบแบบหักมุมฉากเพื่อส่งกำลังจากเครื่องยนต์ไปสู่ปั๊ม และเพื่อปรับความเร็วรอบของเครื่องยนต์ให้พอเหมาะกับความเร็วรอบของปั๊มที่ต้องการ

สำหรับปั๊มขนาดใหญ่ บางครั้งจะต้องสร้างโรงสูบน้ำเป็นแบบสองชั้นเพื่อติดตั้งต้นกำลังไว้ชั้นบน รูปที่ 10.5 แสดงให้เห็นถึงตัวอย่างการติดตั้งปั๊มระบายน้ำฝนที่ขับเคลื่อนโดยเครื่องยนต์

(3) ปั๊มสูบเลน (Sludge Pump)

ในกระบวนการบำบัดน้ำเสียที่เรียกว่า Activated Sludge Process ซึ่งเป็นกระบวนการที่นิยมใช้กันโดยทั่วไปในการบำบัดน้ำเสียจากที่พักอาศัย จำเป็นจะต้องมีการติดตั้งปั๊มเพื่อขนย้ายเลน (Sludge) ไปผ่านกระบวนการหรือทิ้งไป มีปั๊มหลายชนิดที่ออกแบบขึ้นโดยเฉพาะสำหรับวัตถุประสงค์นี้ เช่น Return Sludge Pump เป็นปั๊มที่ใช้สูบเลนที่ผ่านการเพิ่มฤทธิ์ (Activated) แล้วย้อนกลับไปคลุกเคล้ากับเลนใหม่ในถังเติมอากาศ Excess Sludge Pump เป็นปั๊มซึ่งใช้สูบเลนที่ล้นจากถังเติมอากาศกลับไปทำให้ข้นขึ้น และ Deposit Sludge Pump เป็นปั๊มที่ใช้สูบเลนออกไปจากบ่อตกตะกอน เป็นต้น



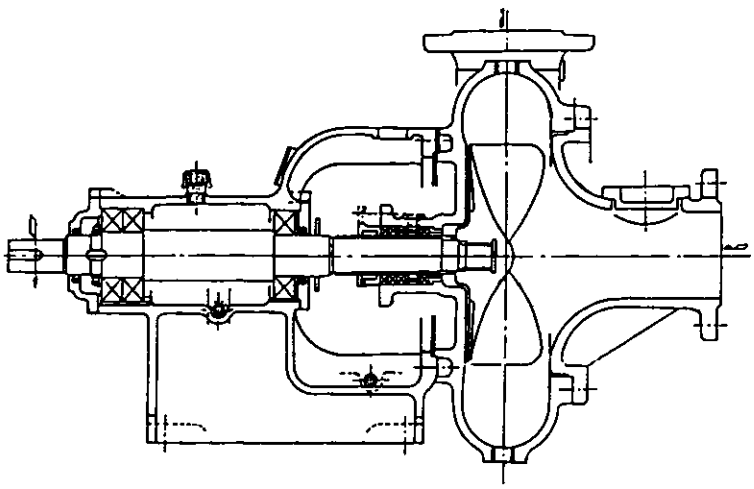
รูปที่ 10.5 ตัวอย่างการติดตั้งปั๊มระบายน้ำฝนที่ขับเคลื่อนโดยเครื่องยนต์

ปั๊มที่ใช้ในกระบวนการต่างๆ เหล่านี้ จะต้องสามารถสูบเลนซึ่งเป็นส่วนผสมของของแข็งและของเหลวได้โดยไม่อุดตัน ดังนั้นจึงต้องมีการออกแบบและผลิตขึ้นเป็นพิเศษสำหรับทำหน้าที่นี้ ตัวเรือนปั๊มสูบเลนจะเป็นแบบหอยโข่ง (Volute) ใบพัดเป็นแบบไม่อุดตัน (Clogless) และรองลื่นอยู่ภายนอกเรือนปั๊ม และเพื่อให้ทนทานต่อการถูกขัดสี ตัวเรือนปั๊มและใบพัดจะทำขึ้นจากเหล็กหล่อที่มีปริมาณโครเมียมสูง หรือโลหะแข็งอื่นๆ รูปที่ 10.6 แสดงให้เห็นถึงรูปร่างลักษณะของปั๊มดูดเลนดังกล่าว

(4) ปั๊มเกลียว (Screw Pump)

ปั๊มเกลียวเป็นปั๊มที่ค้นพบโดยอาคีเมดีสในสมัยกรีกโบราณ ปัจจุบันได้มีการนำมาใช้ในงานสูบน้ำโสโครกและในงานขนย้ายเลน ปั๊มดังกล่าวนี้มีคุณสมบัติพิเศษเฉพาะ กล่าวคือ

- *ไม่มีปัญหาเรื่องการอุดตันเนื่องจากออกแบบให้มีลักษณะเป็นรางเปิด ดังนั้นจึงไม่จำเป็นต้องมีตะแกรงกันขยะทางด้านเหนือน้ำ*



รูปที่ 10.6 ตัวอย่างรูปร่างลักษณะของปั๊มดูดเลน

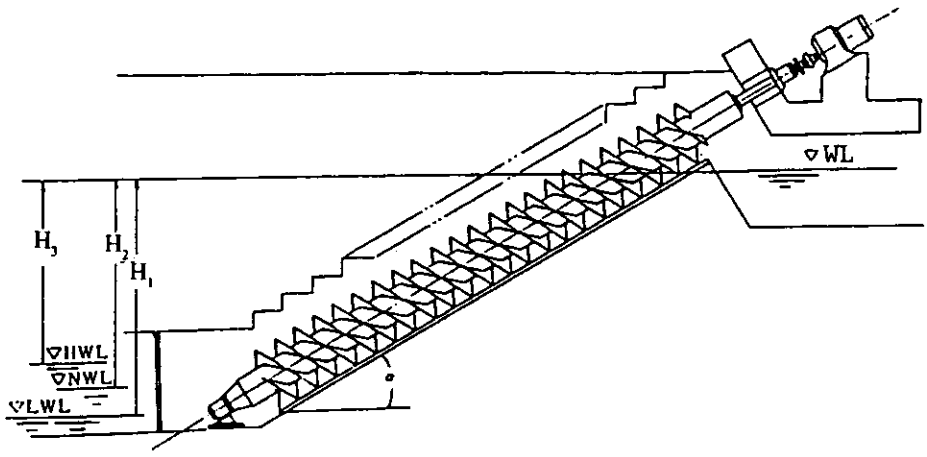
- *มีความสามารถในการปรับให้เข้ากับอัตราการไหลเข้ามาสู่บ่อสูบโดยไม่ทำให้ประสิทธิภาพเปลี่ยนแปลงไปมากนัก*
- *ความเร็วสูงสุดอยู่ที่ขอบนอกของใบพัดซึ่งมีลักษณะเป็นเกลียวจะมีค่าน้อย ดังนั้นการสึกหรอเนื่องจากการขัดสีกับเลนจึงไม่มาก*
- *การประกอบเป็นตัวปั๊มไม่ยุ่งยาก ทำให้ง่ายต่อการบำรุงรักษา*

ปั๊มเกลียวจะติดตั้งให้เอียงทำมุม 30 องศากับแนวราบดังเช่นรูปที่ 10.7 โดยมีรางรูปครึ่งวงกลมทำด้วยคอนกรีตเป็นร่องนำน้ำไปสู่ระดับที่สูงขึ้น เฮดที่ใช้ได้จะอยู่ในช่วง 3 ถึง 8 เมตร เส้นผ่าศูนย์กลางของใบพัดจะมีขนาด 400 ถึง 3,000 มิลลิเมตร (อัตราการสูบ 1.0 ถึง 200 ลบ. เมตร ต่อนาที) รูปร่างลักษณะของปั๊มประเภทนี้พร้อมกับกราฟแสดงสมรรถนะในการทำงานแสดงไว้ในรูปที่ 10.7 และ 10.8

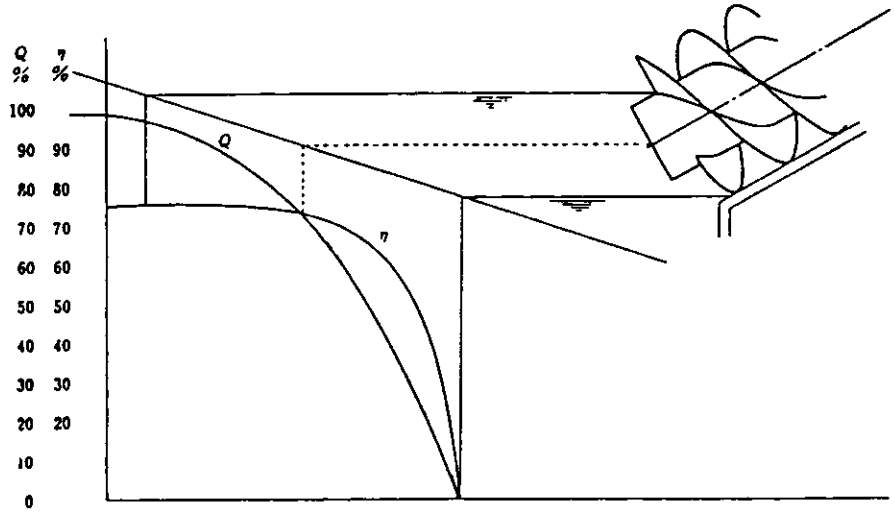
10.3 การควบคุมปั๊มในระบบกำจัดน้ำเสีย

การสูบน้ำในระบบกำจัดน้ำเสียจะมีลักษณะเฉพาะที่มีความผันแปรในการทำงานสูง ทั้งของแต่ละชั่วโมงในหนึ่งวัน และของแต่ละวันในสัปดาห์ รวมทั้งการได้รับอิทธิพลจากสภาพอากาศด้วย อัตราการไหลของน้ำเสียจะเพิ่มขึ้นเมื่อมีการขยายระบบรวบรวมน้ำออกไป และถึงแม้ว่าอัตราการไหลมีความแปรปรวนสูง แต่ก็จำเป็นที่จะต้องมีการเดินเครื่องสูบน้ำเพื่อควบคุมระดับน้ำในบ่อรวบรวมน้ำให้อยู่ในเกณฑ์ที่กำหนด และรักษาการไหลในท่อนำน้ำมาสู่บ่อพักให้คงความเร็วที่กำหนดเอาไว้

เมื่อมีการติดตั้งบ่อดักตะกอนไว้หน้าบ่อสูบ จะต้องกำหนดความเร็วและระยะเวลาที่น้ำเสียไหลผ่านให้อยู่ในช่วงที่เหมาะสมต่อการตกจมของตะกอน ในขณะเดียวกันก็หลีกเลี่ยงการ



รูปที่ 10.7 ลักษณะการติดตั้งปั๊มเกลียว

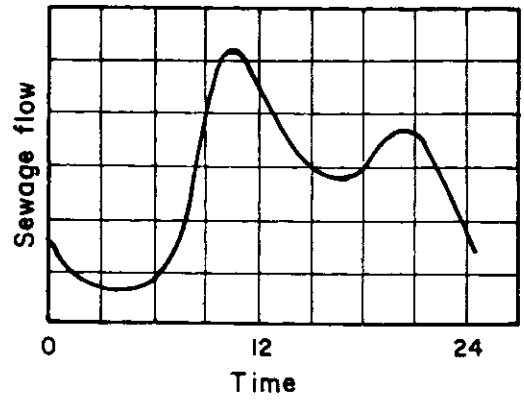


รูปที่ 10.8 สมรรถนะในการทำงานของปั๊มเกลียว

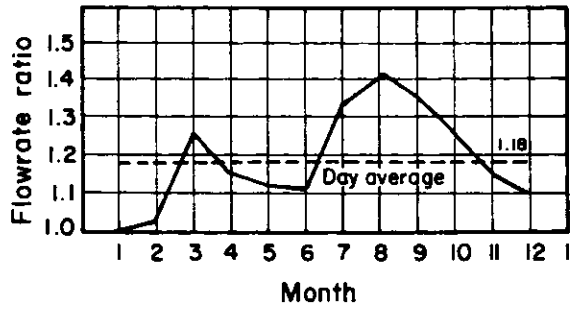
หมักหมมและเน่าเสียของตะกอนในบ่อที่มากเกินไป นอกจากนั้นจะต้องรักษาอัตราการส่งน้ำไปทำการบำบัดให้อยู่ในช่วงที่กำหนดไว้ในการออกแบบ

รูปที่ 10.9 แสดงให้เห็นถึงความผันแปรของอัตราการไหลเข้ามาสู่บ่อรับน้ำในช่วงเวลาต่างๆ ของวัน และรูปที่ 10.10 เป็นการผันแปรในช่วงเวลาต่างๆ ของปี

การควบคุมอัตราการสูบน้ำเสียจะทำโดยการเลือกจำนวนปั๊มที่จะให้ทำงานซึ่งบางครั้งจะทำไปพร้อมๆ กับการควบคุมช่องเปิดของวาล์ว หรือโดยการใช้ต้นกำลังที่ปรับความเร็วรอบได้ การควบคุมโดยอัตโนมัติมักจะใช้ในระบบบำบัดน้ำเสียที่ทันสมัยที่ต้องการให้มีประสิทธิภาพในการ



รูปที่ 10.9 ความผันแปรของอัตราการไหลของน้ำเสียในช่วงเวลาต่าง ๆ ของวัน

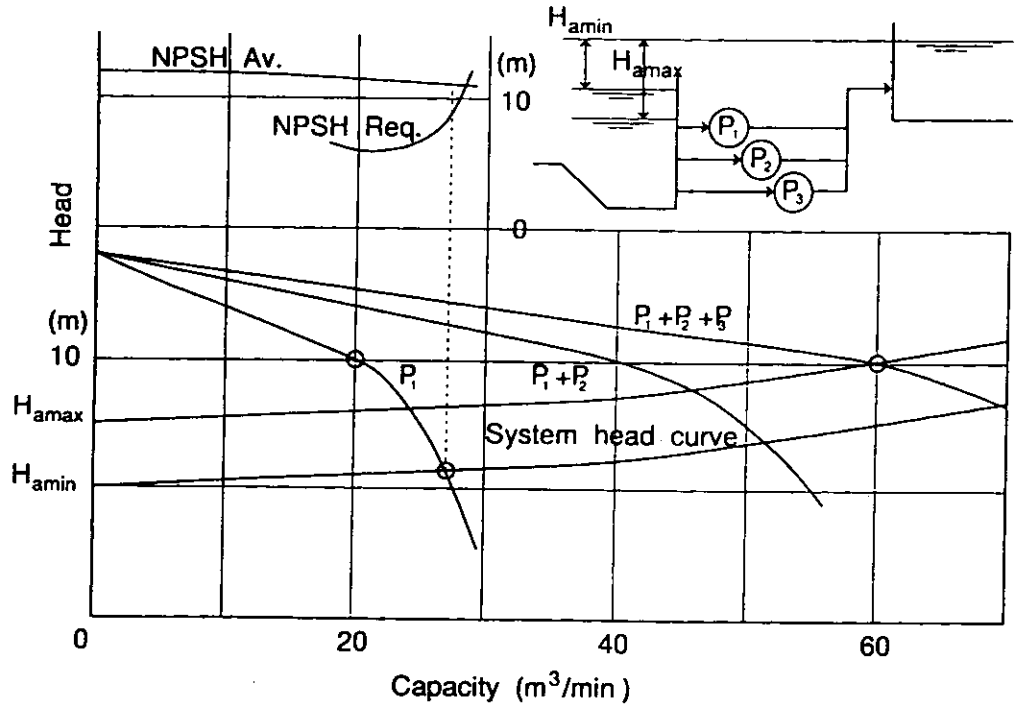


รูปที่ 10.10 ความผันแปรของอัตราการไหลของน้ำเสียในช่วงเวลาต่าง ๆ ของปี

ทำงานสูง และประหยัดจำนวนบุคลากรที่จะต้องมาดูแลเครื่องมือ ไม่ว่าจะใช้การควบคุมโดยวิธีใด ควรจะคำนึงถึงการประหยัดพลังงานโดยเฉพาะอย่างยิ่งในกระบวนการที่ต้องมีการใช้ปั๊มปฏิบัติงานอย่างต่อเนื่อง

(1) การควบคุมโดยจำนวนปั๊ม

โดยทั่วๆ ไปมักจะเลือกใช้การควบคุมอัตราการสูบโดยวิธีนี้ ทั้งนี้เนื่องจากไม่ยุ่งยากและประหยัดค่าอุปกรณ์ที่จำเป็น การที่จะเลือกใช้วิธีนี้จำเป็นต้องมีการตรวจสอบสภาวะการทำงานที่จะได้จากการให้ปั๊มหลายเครื่องทำงานร่วมกันของทุกทางเลือกที่อาจเป็นไปได้ เพื่อที่จะได้เลือกใช้ให้เหมาะกับเงื่อนไขที่เกิดขึ้น ในการตรวจสอบนี้ กราฟ H-Q เมื่อปั๊มหลายเครื่องทำงานร่วมกันแบบขนานของทุกทางเลือก จะเขียนร่วมกับกราฟเฮดของระบบเพื่อที่จะดูว่าจะเกิดกรณีที่ไม่พึงประสงค์ในเงื่อนไขใดบ้าง เมื่อมีการรักษาระดับน้ำทางด้านจ่ายของปั๊มให้คงที่ ซึ่งเป็นสภาวะปกติของปั๊มที่ใช้ในกระบวนการบำบัดน้ำเสีย ตำแหน่งของกราฟเฮดของระบบก็จะเลื่อนขึ้นหรือลงตามระดับน้ำต่ำสุดและสูงสุดในบ่อสูบ



รูปที่ 10.11 จุดทำงานเมื่อปั๊มทำงานร่วมกันแบบขนาน

รูปที่ 10.11 แสดงให้เห็นถึงกราฟ H-Q เมื่อมีปั๊มเพียงเครื่องเดียว และเมื่อปั๊มสองและสามเครื่องทำงานร่วมกันแบบขนาน และกราฟเฮดของระบบสองเส้น เมื่อท่อจ่ายของปั๊มเชื่อมต่อเข้ากับท่อส่งขนาดใหญ่ท่อเดียวกัน การพิจารณาก็จะสะดวกมากขึ้นถ้านำเอาการเสียเฮดในท่อดูดและท่อจ่ายที่อัตราการสูบต่าง ๆ ไปหักออกจากกราฟ H-Q ของปั๊มแต่ละเครื่องเสียก่อนแล้วจึงนำมาหากราฟ H-Q เมื่อปั๊มทำงานเครื่องเดียวหรือหลายเครื่องร่วมกัน ในกรณีที่ท่อมีความยาวมาก การเขียนกราฟเฮดของระบบควรจะมีสองกรณี คือในขณะที่ท่อยังใหม่อยู่ซึ่งจะมีความฝืดน้อยที่สุด และกรณีที่ท่อเก่าแล้วซึ่งความฝืดจะมีค่าเพิ่มขึ้น

ค่าเฮดสูงสุดของปั๊มจะเกิดขึ้นเมื่อปั๊มทุกเครื่องทำงานร่วมกันในขณะที่ระดับน้ำทางด้านดูดอยู่ต่ำสุด และเฮดต่ำสุดเมื่อมีปั๊มเพียงเครื่องเดียวทำงานในขณะที่ระดับน้ำในบ่อสูบอยู่สูงสุด จะต้องมีการตรวจสอบสมรรถนะในการทำงานของปั๊มตลอดช่วงการทำงานซึ่งตรงกับกรณีที่เฮดมีค่าสูงสุดและต่ำสุด ทั้งในแง่ของกำลังงานที่ต้องการและ NPSH ที่มีอยู่เมื่อเทียบกับค่าที่ต้องการของปั๊ม

สำหรับปั๊มที่ติดตั้งในงานรวบรวมและบำบัดน้ำเสียส่วนใหญ่ สัญญาณสั่งการให้เปิดและปิดปั๊มจะมาจากสวิชต์ลูกลอยซึ่งติดตั้งไว้ในบ่อสูบ หรือโดยเครื่องวัดระดับน้ำส่งสัญญาณไปสู่ระบบควบคุม ในระบบควบคุมที่ใช้เทคโนโลยีที่สูงขึ้น ระดับน้ำในบ่อสูบจะถูกรักษาไว้ให้คงที่โดยควบ

คุมการทำงานของปั๊มให้สอดคล้องกับอัตราที่น้ำเสียไหลเข้ามายังบ่อสูบ การควบคุมดังกล่าวนี้จะมีการปรับช่องเปิดวาล์วและความเร็วรอบของต้นกำลังไปพร้อมๆ กัน

ความถี่ในการเปิด-ปิด ขึ้นอยู่กับขนาดของปั๊มและอัตราการไหลของน้ำเข้ามาสู่บ่อสูบ เมื่อคาดว่าจะมีการเปิด-ปิด บ่อยครั้ง ก็จะต้องมีการตรวจสอบความถี่เพื่อหาทางป้องกันไม่ให้มอเตอร์และอุปกรณ์สตาร์ตต้องทำงานหนักจนเกินไป ปั๊มจะสตาร์ตบ่อยครั้งที่สุดเมื่ออัตราการไหลเข้ามาสู่บ่อสูบเท่ากับครึ่งหนึ่งของอัตราการสูบของปั๊ม ในกรณีดังกล่าวนี้ ความถี่ในการสตาร์ตจะหาได้จากสมการ

$$T = 4 \cdot \frac{V_R}{Q_p} \qquad \text{..... (10.2)}$$

โดย T = *ระยะเวลาระหว่างการสตาร์ตสองครั้ง* (min)

V_R = *ปริมาตรใช้การของบ่อสูบ* (m^3)

Q_p = *อัตราการสูบของปั๊ม* (m^3/min)

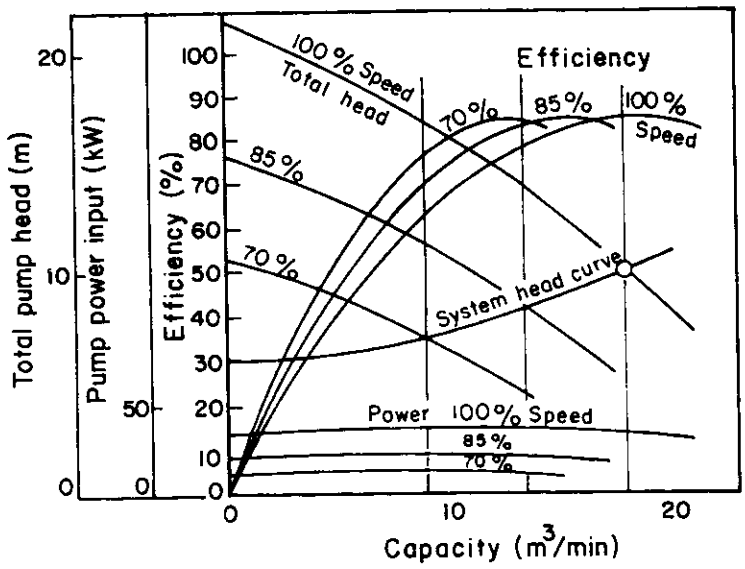
ปริมาตรใช้การของบ่อสูบไม่ควรจะมีขนาดเล็กกว่า 2.5 เท่าของปริมาตรที่ปั๊มจะสูบได้ในเวลา 1.0 นาทีเมื่อมีปั๊มทำงานเพียงเครื่องเดียว เพื่อที่ว่าช่วงระยะห่างของการสตาร์ตจะเท่ากับ 10 นาที ซึ่งเป็นค่าที่ยอมให้ใช้ได้ในกรณีที่เป็นมอเตอร์ที่ใช้กระแสไฟแรงดันต่ำ ระยะห่างของการสตาร์ตจะเพิ่มขึ้นเป็นสองเท่าถ้าให้ปั๊มสองเครื่องสลับกันทำงาน รายละเอียดในเรื่องนี้ขอให้ดูเพิ่มเติมจากหัวข้อที่ 3.6 และสมการที่ 3.10 และ 3.11

เมื่ออัตราการไหลเข้ามาในบ่อสูบมีการเปลี่ยนแปลงสูงมาก ดังเช่นในกรณีที่ระบบรับน้ำเป็นแบบรวม การเลือกใช้ปั๊มที่มีทั้งขนาดเล็กและขนาดใหญ่ให้ทำงานร่วมกันจะมีข้อได้เปรียบในเรื่องของการประหยัดพลังงาน การให้ปั๊มทำงานร่วมกันแบบขนานโดยที่ปั๊มมีกราฟ H-Q แตกต่างกัน จะต้องมีการตรวจสอบกราฟ H-Q เมื่อปั๊มทำงานร่วมกันก่อนว่าเมื่อเฮดของการสูบน้ำมีค่าสูง ปั๊มที่ให้เฮดต่ำกว่าจะเกิดการเดินเครื่องโดยไม่ให้อัตราไหล (Shut-off operation) หรือไม่

(2) การควบคุมโดยต้นกำลังที่ปรับความเร็วรอบได้

โดยการใช้ต้นกำลังที่ปรับความเร็วรอบได้ จะทำให้สามารถเปลี่ยนแปลงอัตราการสูบได้อย่างต่อเนื่องซึ่งจะพบได้ทั่วๆ ไปในงานสูบน้ำของระบบกำจัดน้ำเสีย ต้นกำลังที่ปรับความเร็วรอบได้นี้จะเหมาะกับระบบที่เฮดของปั๊มส่วนใหญ่เป็นเฮดความฝืด เช่น ในกรณีของปั๊มเพิ่มความดัน (Booster Pump) ซึ่งทำหน้าที่สูบน้ำเสียจากเขตให้บริการส่งไปยังโรงบำบัดซึ่งอยู่ห่างไกลออกไป

นอกเหนือจากความสามารถในการปรับตัวให้เข้ากับอัตราการสูบที่มีการเปลี่ยนแปลงแล้ว ต้นกำลังที่ปรับความเร็วรอบได้จะสามารถประหยัดพลังงานที่ต้องการได้อย่างมีประสิทธิภาพ ทั้งนี้เพราะว่า กำลังงานที่ต้องการจะเป็นสัดส่วนโดยตรงกับกำลังสามของความเร็วรอบ



(ปั๊มสำหรับสูบน้ำเสียแบบจุ่มขนาด 400 มม. มอเตอร์ปรับความเร็วรอบได้
18 m^3/min x 10 m x 980 min^{-1} x 45 kW)

รูปที่ 10.12 สมรรถนะการทำงานของปั๊มซึ่งต้นกำลังปรับความเร็วรอบได้

(สมการที่ 3.7 c) รูปที่ 10.12 แสดงให้เห็นถึงตัวอย่างของสมรรถนะของปั๊มจุ่มสำหรับสูบน้ำเสียที่ต้นกำลังปรับความเร็วรอบได้ ในรูปได้แสดงเส้นกราฟเฮดของระบบด้วย โดยการปรับเปลี่ยนความแปรปรวนของอัตราการสูบให้อยู่ในรูปของจำนวนชั่วโมงทำงานต่อปีของอัตราการสูบที่กำหนดก็จะสามารถคำนวณพลังงานที่ใช้ได้ ตารางที่ 10.2 เปรียบเทียบให้เห็นถึงปริมาณพลังงานที่ใช้ต่อปีระหว่างต้นกำลังที่ปรับความเร็วรอบได้ และต้นกำลังที่ความเร็วรอบมีค่าคงที่ซึ่งอัตราการสูบจะปรับโดยการปรับช่องเปิดวาล์ว ความแตกต่างของค่าใช้จ่ายสำหรับพลังงานระหว่างสองวิธีสามารถนำมาใช้ประเมินความคุ้มค่าของต้นกำลังและอุปกรณ์ปรับความเร็วรอบว่าจะมีความเหมาะสมที่จะนำมาใช้หรือไม่

รายละเอียดในเรื่องของการควบคุมความเร็วรอบของมอเตอร์และวิธีการควบคุมขอให้ดูจากหัวข้อที่ 9.3 ในการใช้ปั๊มทั้งขนาดเล็กและขนาดกลางซึ่งรวมทั้งกรณีที่เป็นปั๊มจุ่มด้วย มักจะมีการนำเอาต้นกำลังที่ปรับความเร็วรอบได้มาใช้อยู่เสมอ เนื่องจากจะช่วยให้สามารถทำงานได้สะดวกขึ้นและการบำรุงรักษาก็ไม่ยุ่งยาก

(3) การควบคุมอัตโนมัติแบบวงรอบ

การนำระบบควบคุมอัตโนมัติมาใช้ในงานควบคุมการสูบน้ำเสียจะช่วยเพิ่มประสิทธิภาพในการทำงาน โดยเฉพาะอย่างยิ่งในกรณีที่อัตราการสูบมีการผันแปรไปตามเวลา ในขณะเดียวกันก็จะช่วยประหยัดพลังงานที่ใช้และทำให้สามารถลดจำนวนบุคลากรที่จะต้องคอยดูแลปั๊มขณะ

ตารางที่ 10.2 เปรียบเทียบการใช้พลังงานระหว่างปั๊มที่ขับเคลื่อนด้วยมอเตอร์ปรับความเร็วรอบได้และมอเตอร์แบบธรรมดา

วิธีการปรับ	อัตราการสูบที่ใช้ (%) ลม/นที (%)	กำลังงานที่ต้องการ kW	ประสิทธิภาพรวมของมอเตอร์ %	กำลังงานที่ใช้โดยมอเตอร์ kW	ชั่วโมงทำงานต่อปี h	พลังงาน* kWh
ควบคุมความถี่ของกระแสไฟฟ้า	18.0 (100)	34.5	76.5	45.1	1460	65,846
	13.1 (75)	22.0	73.0	30.1	4380	131,838
	9.0 (50)	13.6	60.0	22.7	2920	66,284
					8760	263,968
ปรับช่องเปิดของวาล์ว	18.0 (100)	34.5	92.0	37.5	1460	54,750
	13.1 (75)	38.5	92.0	41.8	4380	183,084
	9.0 (50)	38.3	92.0	42.2	2920	123,224
					8760	361,058

หมายเหตุ : ความแตกต่างของพลังงานที่ใช้เท่ากับ 97,090 kWh

ทำงานให้ลดน้อยลงได้ ตัวแปรที่ใช้ควบคุมก็มีค่าระดับน้ำ อัตราการสูบ ความดัน ฯลฯ

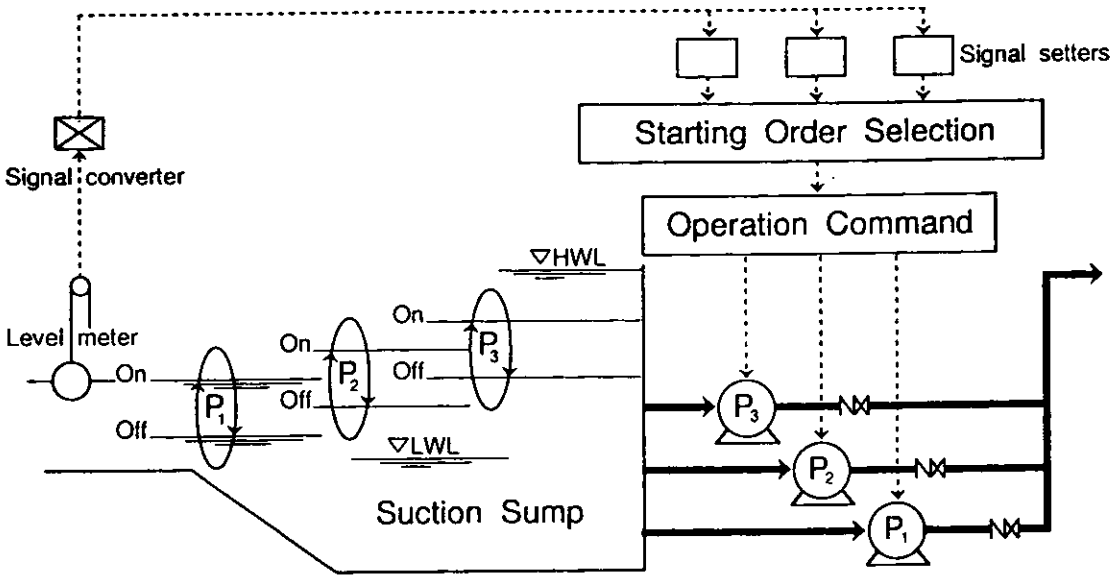
การเลือกวิธีการควบคุมจะต้องพิจารณาจากสมรรถนะในการทำงานของปั๊ม ลักษณะของระบบท่อส่งน้ำ และขอบเขตการเปลี่ยนแปลงของค่าตัวแปรที่ต้องการควบคุม จะต้องมีการประเมินความคุ้มทุนของระบบควบคุมโดยการเปรียบเทียบกับการประหยัดค่าใช้จ่ายสำหรับการดำเนินการและการบำรุงรักษาตลอดอายุของโครงการ

ระบบควบคุมที่อาศัยข้อมูลย้อนกลับเช่นที่ได้อธิบายไว้ในหัวข้อที่ 8.4 มักจะนำมาใช้ร่วมกับระบบควบคุมที่มีอยู่ก่อนแล้ว เช่น การควบคุมโดยกำหนดจำนวนปั๊มให้ทำงาน การปรับช่องเปิดของวาล์ว และใช้ต้นกำลังที่ปรับความเร็วรอบได้ ซึ่งระบบควบคุมเหล่านี้อาจเป็นอิสระต่อกันหรืออาจใช้ร่วมกันก็ได้

ตัวอย่างของระบบควบคุมแบบวงรอบที่ใช้ในงานกำจัดน้ำเสียมีดังต่อไปนี้ คือ

ก. การควบคุมระดับน้ำโดยเลือกจำนวนปั๊มให้ทำงาน (รูปที่ 10.13)

ระดับน้ำในบ่อสูบจะถูกควบคุมโดยอัตโนมัติจากการทำงานของปั๊มซึ่งถูกกำหนดให้ทำงานหรือหยุดทำงานเมื่อระดับน้ำเพิ่มขึ้นหรือลดลงถึงระดับที่กำหนดเอาไว้ล่วงหน้า เครื่องวัดระดับน้ำซึ่งติดตั้งไว้ในบ่อสูบจะส่งสัญญาณบอกค่าระดับน้ำไปยังอุปกรณ์ควบคุมที่ติดตั้งเอาไว้ อุปกรณ์ดังกล่าวก็จะสั่งการไปยังปั๊มที่รับผิดชอบให้ทำงาน ช่วงของระดับน้ำที่กำหนดให้ปั๊มทำงานจะเลือก



รูปที่ 10.13 *การควบคุมระดับน้ำในบ่อสูบโดยกำหนดจำนวนปั๊มที่จะให้ทำงาน*

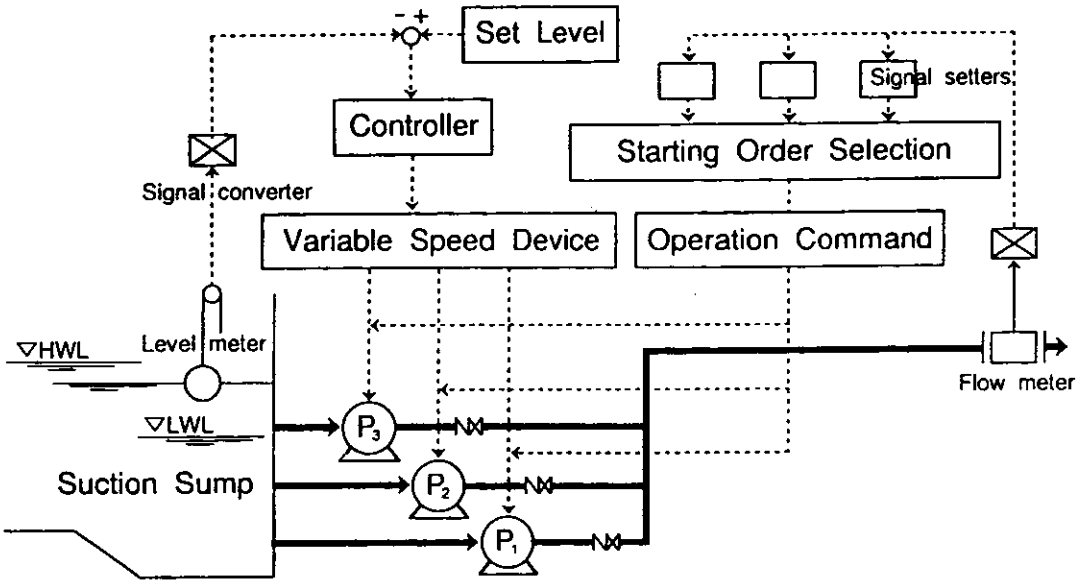
ให้เหมาะสมกับสภาวะของน้ำที่มักเกิดขึ้นเป็นประจำ เพื่อป้องกันไม่ให้ปั๊มต้องเดินเครื่องในขณะที่ระดับน้ำในบ่อสูบลดลงต่ำกว่าที่ปั๊มจะทำงานได้ หรือระดับน้ำขึ้นสูงกว่าที่กำหนดไว้ก็จะมีสัญญาณเตือนภัยติดตั้งเอาไว้ ระบบที่จัดให้ปั๊มสลับเปลี่ยนกันทำงานโดยอัตโนมัติจะติดตั้งไว้เพื่อลดความถี่ในการสตาร์ตปั๊มเครื่องใดเครื่องหนึ่ง และช่วยกระจายภาระในการทำงานให้สม่ำเสมอกันทุกเครื่อง

การเลือกเครื่องวัดระดับน้ำจะต้องพิจารณาให้เหมาะกับสมบัติของน้ำที่จะวัด สำหรับงานขนาดเล็กมักจะใช้สวิชต์ลูกลอยแบบปิดติดตั้งไว้ที่ระดับซึ่งต้องการให้ปั๊มเริ่มต้นและหยุดทำงาน

เนื่องจากระบบนี้ไม่ยุ่งยากและราคาของอุปกรณ์ที่ต้องการไม่แพงนัก ดังนั้น การควบคุมโดยวิธีนี้จึงเป็นวิธีที่ใช้กันทั่วๆ ไปในงานสูบน้ำเสียที่สถานีรวบรวมน้ำหรือเพิ่มความดัน อย่างไรก็ตาม อัตราการไหลไปสู่ปลายทางจะเปลี่ยนแปลงในลักษณะของขั้นบันไดตามจำนวนปั๊มที่ทำงาน

ข. การควบคุมระดับน้ำในบ่อสูบด้วยมอเตอร์ปรับความเร็วรอบได้ (รูปที่ 10.14)

การควบคุมระดับน้ำในบ่อสูบให้อยู่ในระดับที่กำหนดอย่างต่อเนื่องสามารถทำได้โดยการปรับความเร็วรอบของมอเตอร์ การกำหนดจำนวนปั๊มที่จะให้ทำงานจะทำได้โดยวัดอัตราการไหลด้วยเครื่องวัดน้ำซึ่งค่าที่วัดได้จะส่งเป็นสัญญาณไปเข้าอุปกรณ์ควบคุม อุปกรณ์ดังกล่าวก็จะสั่งการไปยังปั๊มตามจำนวนที่ต้องการให้ทำงาน อันดับที่ของปั๊มที่จะทำงานตามคำสั่งนี้จะสลับเปลี่ยนไปโดยอัตโนมัติ



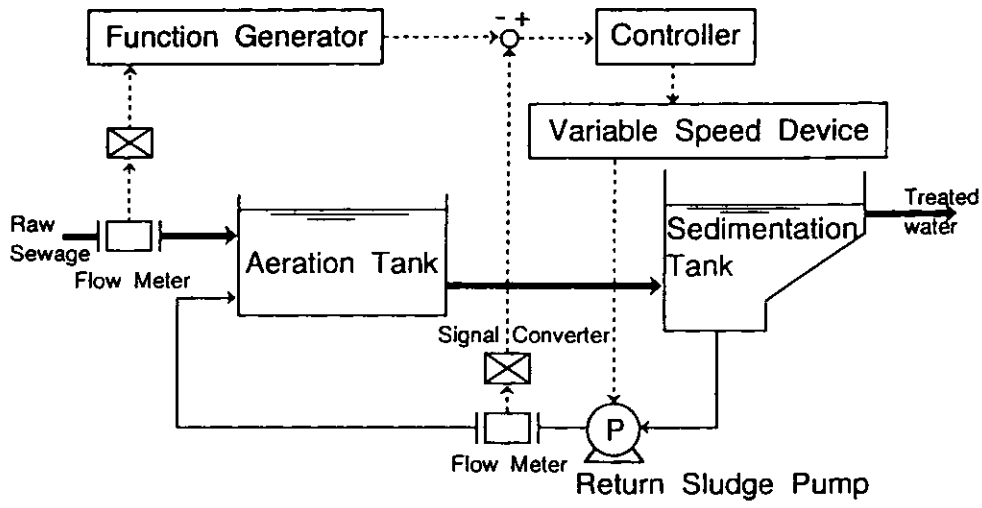
รูปที่ 10.14 การควบคุมระดับน้ำในบ่อสูบโดยต้นกำลังที่ปรับความเร็วรอบได้

ค่าระดับน้ำซึ่งได้รับเป็นสัญญาณจากเครื่องวัดระดับน้ำ จะถูกนำมาเปรียบเทียบกับค่าที่กำหนดเอาไว้ ความแตกต่างดังกล่าวจะเป็นข้อมูลให้กับอุปกรณ์ควบคุมความเร็วรอบของมอเตอร์ ถ้ามีปั๊มหลายเครื่องทำงานร่วมกัน ความเร็วรอบของมอเตอร์ทุกเครื่องจะเท่ากัน ค่าระดับน้ำในบ่อสูบอาจจะกำหนดให้มีการเปลี่ยนแปลงได้โดยอัตโนมัติตามอัตราการไหลเข้ามาสู่บ่อสูบ เพื่อให้ความเร็วของน้ำในบ่อดักตะกอนหรือในท่อทางด้านเหนือน้ำของบ่ออยู่ในระดับที่เหมาะสม

โดยการใช้ต้นกำลังที่ปรับความเร็วรอบได้ การควบคุมระดับน้ำจะเป็นไปอย่างต่อเนื่องโดยมีผลกระทบต่อกระบวนการบำบัดน้ำเสียที่มีอยู่ทางด้านท้ายน้ำน้อยที่สุด วิธีนี้จะเหมาะกับงานสูบน้ำเสียขนาดกลางและขนาดใหญ่ซึ่งอัตราการสูบมีการเปลี่ยนแปลงมาก และขนาดของบ่อพักทางด้านเหนือน้ำมีขนาดเล็กเกินไปที่จะรองรับการไหลเข้าที่มีการเปลี่ยนแปลงมาก การเลือกใช้การควบคุมวิธีนี้จำเป็นจะต้องเลือกวิธีการควบคุมความเร็วของมอเตอร์ที่เหมาะสม และใช้อุปกรณ์วัดอัตราการไหลที่เหมาะกับสมบัติของน้ำเสีย เช่น ใช้เครื่องวัดด้วยคลื่นแม่เหล็กไฟฟ้า (Magneto-electric) หรือด้วยคลื่นที่เร็วกว่าเสียง (Supersonic) การปรับช่องเปิดของวาล์วอาจจะใช้แทนต้นกำลังที่ปรับความเร็วรอบได้ แต่จะไม่สามารถประหยัดค่าพลังงานได้ และบางครั้งอาจเกิดปัญหาการอุดตันที่วาล์ว

ค. การควบคุมปั๊มดูดเลน (รูปที่ 10.15)

ในกระบวนการบำบัดน้ำเสียโดยใช้เลนเพิ่มฤทธิ์ (Activated Sludge) ซึ่งจะมีการใช้ปั๊มดูดเลนบางส่วนที่สะสมอยู่ในบ่อตกตะกอนบ่อสุดท้ายของกระบวนการบำบัดส่งย้อนกลับไปยังถังเติมอากาศอีกครั้ง เพื่อให้กระบวนการบำบัดเป็นไปอย่างมีประสิทธิภาพ ปริมาณเลนที่สูบย้อนกลับไปนี้



รูปที่ 10.15 การควบคุมปั๊มสูบเลนหมุนเวียนในกระบวนการบำบัดน้ำเสีย (Activated Sludge Process)

จะต้องมีอัตราที่พอเหมาะซึ่งจะทำโดยการปรับอัตราการสูบของปั๊ม

อัตราการไหลของเลนจะถูกกำหนดโดยเครื่องควบคุม (Function Generator) ซึ่งได้รับข้อมูลจากเครื่องวัดอัตราการไหลของน้ำเสียเข้ามาสู่ระบบ ค่าอัตราการไหลของเลนซึ่งวัดได้ด้วยเครื่องวัดก็จะถูกเปรียบเทียบกับค่าที่กำหนดเพื่อนำไปเป็นข้อมูลสำหรับปรับความเร็วรอบของมอเตอร์ที่ขับเคลื่อนปั๊มสูบเลน ในระบบที่มีระดับของเทคโนโลยีที่สูงขึ้น ค่าที่กำหนดจะได้จากสมบัติของน้ำเสียที่ไหลเข้ามาสู่ระบบและสภาวะของน้ำเสียในถังเติมอากาศ

การเลือกวิธีควบคุมความเร็วรอบของมอเตอร์จะพิจารณาจากกำลังงานที่ต้องการและความสะดวกในการควบคุม เช่น การใช้เกียร์ลดความเร็วรอบ การใช้ข้อต่อแบบ Eddy Current หรือใช้มอเตอร์แบบ Thyrister ฯลฯ

ปั๊มดูดเลนชนิดอื่น เช่น Excess Sludge Pump และ Deposited Sludge Pump มักจะควบคุมโดยแผนการทำงาน ในระบบควบคุมที่สูงขึ้นอาจจะนำเอาเครื่องตรวจวัดปริมาตรและความหนาแน่นของเลนเข้ามาใช้เพื่อช่วยให้การควบคุมมีประสิทธิภาพยิ่งขึ้น

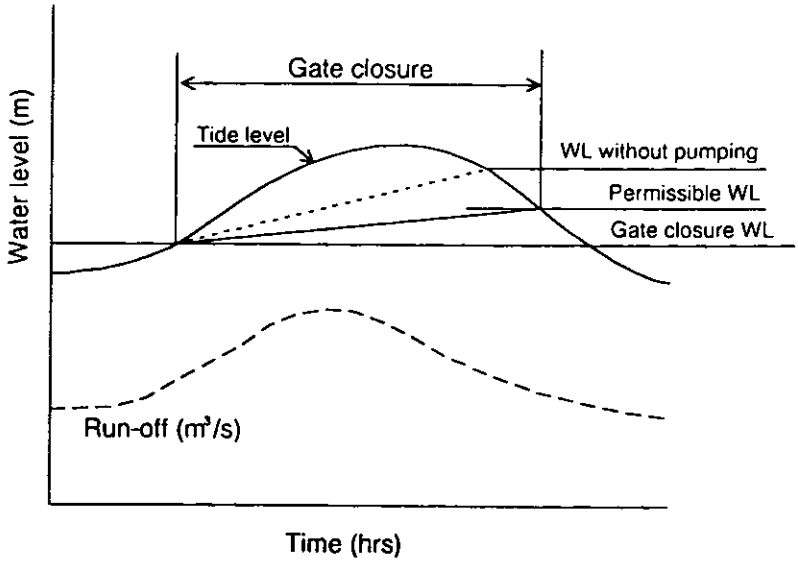
10.4 การระบายน้ำจากพื้นที่ลุ่ม

การระบายน้ำที่เกิดจากพายุฝนจากคลองระบายโดยใช้เครื่องสูบน้ำเป็นสิ่งจำเป็นในการป้องกันน้ำท่วมพื้นที่ลุ่มในเขตเมือง เมื่อลาดชลศาสตร์ของคลองระบายไม่ชันพอที่จะก่อให้เกิดการไหลตามธรรมชาติไปสู่แม่น้ำหรือทะเลก็จำเป็นต้องมีการใช้ปั๊มอย่างต่อเนื่องเพื่อควบคุมระดับน้ำให้อยู่ในขอบเขตที่กำหนด

ในพื้นที่ราบชายทะเลหรือพื้นที่ริมแม่น้ำที่ได้รับอิทธิพลของน้ำขึ้น-น้ำลง การระบาย

น้ำโดยใช้ปั๊มจะเป็นสิ่งจำเป็นในช่วงที่ระดับน้ำขึ้นสูง ในกรณีดังกล่าวนี้ ประตูระบายซึ่งสร้างขวางทางระบายน้ำเอาไว้จะถูกปิดเพื่อป้องกันมิให้น้ำไหลย้อนกลับเข้าไปท่วมพื้นที่ที่ต้องป้องกัน ในช่วงที่ปิดประตู การระบายจะต้องทำโดยการใช้ปั๊มจนกว่าระดับน้ำภายนอกลดลงต่ำกว่าระดับน้ำภายในจึงจะสามารถเปิดประตูให้น้ำไหลออกไปตามธรรมชาติได้ ปัญหาการระบายน้ำจะรุนแรงที่สุดเมื่อเกิดพายุฝนรุนแรงในขณะที่ระดับน้ำภายนอกขึ้นสูงสุด

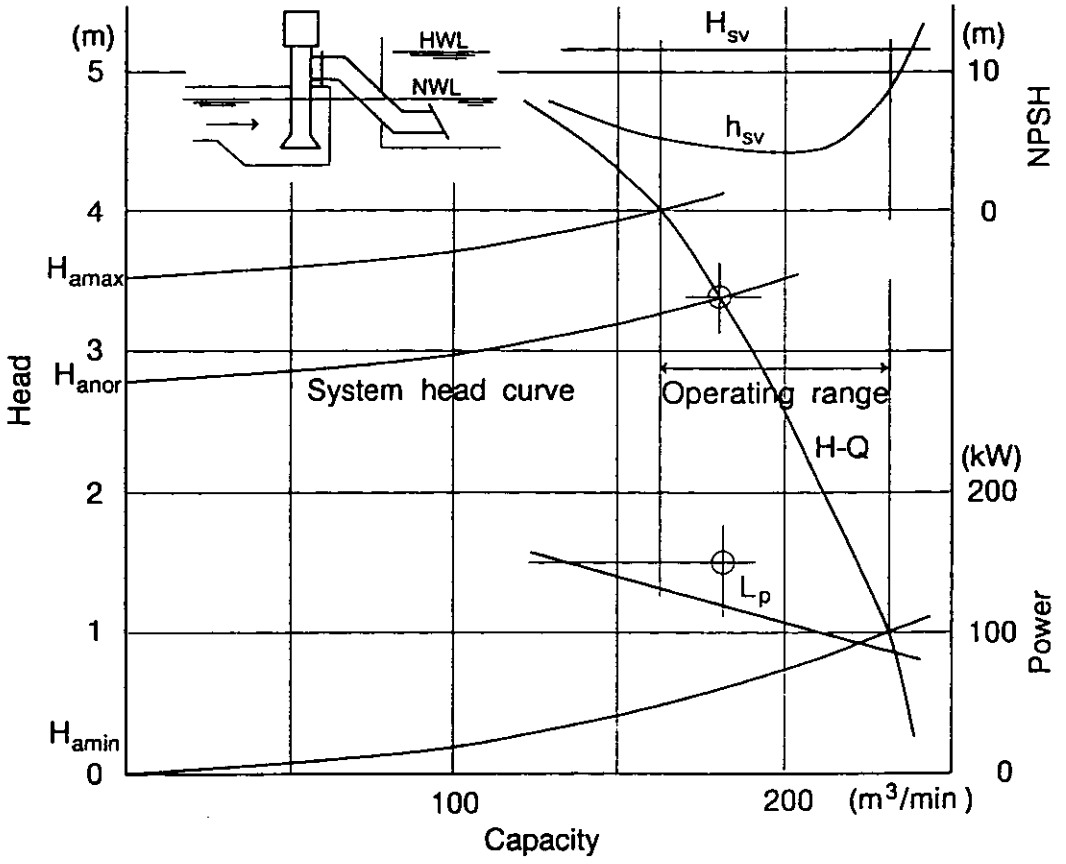
รูปที่ 10.16 แสดงให้เห็นถึงระดับน้ำที่เกี่ยวข้องและช่วงเวลาที่มีการปิดประตูระบาย เฮดสถิตย์ของปั๊มจะหาได้จากความต่างระดับของน้ำภายนอกและภายในประตูระบายซึ่งจะมีค่าสูงสุดเมื่อระดับน้ำทะเลอยู่ในระดับเกือบสูงสุด เพื่อที่จะหาเงื่อนไขที่เหมาะสมสำหรับการออกแบบสมรรถนะการทำงานของปั๊มที่สมมุติขึ้นถูกนำมาทำการจำลองสถานการณ์เพื่อศึกษาการเปลี่ยนแปลงของระดับน้ำ ดังเช่นที่ได้อธิบายไว้ในหัวข้อที่ 8.3



รูปที่ 10.16 การระบายน้ำในขณะที่มีน้ำทะเลหนุนในแม่น้ำ

รูปที่ 10.17 เป็นตัวอย่างที่แสดงให้เห็นสภาวะการทำงานของปั๊มระบายน้ำซึ่งมีท่อส่งน้ำที่เป็นอิสระ ในรูปได้แสดงกราฟเฮดของระบบซึ่งสอดคล้องกับเงื่อนไขการทำงานที่เฮดสถิตย์สูงสุดและมีค่าเป็นศูนย์เอาไว้ด้วยเพื่อที่จะหาจุดที่ปั๊มทำงานภายใต้เงื่อนไขที่สุดขั้วนี้ อัตราการสูบที่ผันแปรไปกับการเปลี่ยนแปลงค่าเฮดจะไม่มากนักเมื่อปั๊มที่ใช้มีค่าความเร็วจำเพาะสูง และกราฟ H-Q ชัน

เพื่อให้มั่นใจได้ว่าปั๊มจะสามารถทำงานได้อย่างเหมาะสมตลอดช่วงการทำงานที่คาดว่าจะเกิดขึ้น ค่า NPSH ที่ได้จากการติดตั้งจะต้องสูงกว่าค่าที่ต้องการสำหรับปั๊มนั้นเสมอ สถานการณ์วิกฤติมักจะเกิดขึ้นเมื่อมีการสูบด้วยอัตราที่สูงเกินไปเนื่องจากเฮดของปั๊มต่ำกว่าค่าที่ระบุ



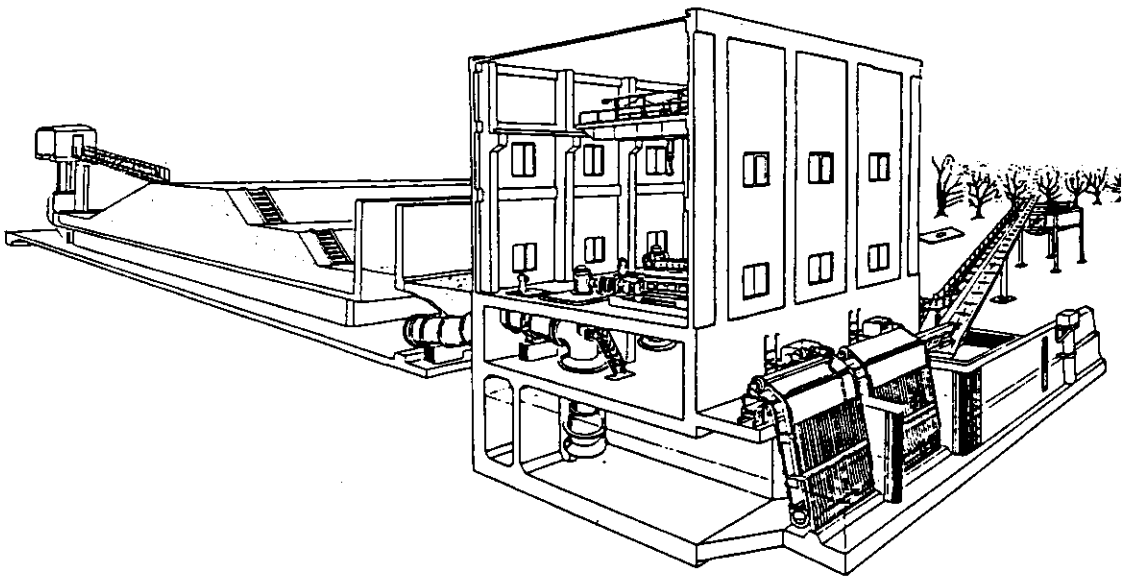
รูปที่ 10.17 กราฟแสดงสมรรถนะการทำงานของปั๊มระบายน้ำขนาด 1,200 มม.
(ค่าระบุ : 180 m^3/min x 3.4 m x 280 min^{-1} x 150 kW)

มาก กำลังงานของต้นกำลังก็จะต้องมากกว่าที่ต้องการโดยปั๊มตลอดช่วงการทำงานดังกล่าว

โดยปกติการทำงานของปั๊มระบายน้ำจะเริ่มต้นโดยการตรวจสอบระดับน้ำทางด้านดูดเช่นเดียวกันกับในกรณีของปั๊มสูบน้ำเสีย การจัดให้มีสระขนาดใหญ่อยู่หน้าสถานีสูบระบายน้ำจะมีประโยชน์ในการลดความถี่ในการเปิด-ปิดปั๊มให้น้อยลง และในการเตรียมรอรับน้ำจากพายุฝนที่กำลังจะเกิดขึ้นโดยการลดระดับน้ำในสระให้อยู่ต่ำสุด

ในงานสูบระบายน้ำขนาดใหญ่ที่ต้องควบคุมระดับน้ำในคลองระบายสายหลักมักจะใช้ปั๊มชนิดปรับมุมของใบพัดได้เนื่องจากมีคุณสมบัติที่ดีกว่าในช่วงอัตราการสูบที่กว้างมาก (ดูรายละเอียดในหัวข้อที่ 8.5) ในกรณีดังกล่าวระดับน้ำในคลองระบายจะสามารถควบคุมให้อยู่ที่ระดับที่กำหนดได้อย่างต่อเนื่องโดยการปรับมุมของใบพัด เมื่อระดับน้ำทางด้านจ่ายของปั๊มสูงขึ้นจะมีความต้องการกำลังงานมากขึ้น ก็จะสามารถปรับมุมของใบพัดให้ใช้กำลังงานที่คงที่เท่ากับกำลังงานสูงสุดที่ต้นกำลังจะให้ได้ สำหรับปั๊มขนาดใหญ่ที่ขับเคลื่อนด้วยเครื่องยนต์ดีเซล การปรับความ

เร็วรอบของปั๊มจะทำโดยใช้เครื่องควบคุมความเร็ว (Governor) หรือโดยใช้เกียร์ไฮดรอลิค (Variable Speed Fluid Coupling) โดยปกติแล้วการควบคุมดังกล่าวนี้จะทำโดยผ่านระบบควบคุมอัตโนมัติที่ใช้ข้อมูลย้อนกลับ



รูปที่ 10.18 สถานีสูบระบายน้ำขับเคลื่อนด้วยเครื่องยนต์

บันทึก

ภาคผนวก

ภาคผนวกที่ 1

ข้อมูลสำหรับคำนวณการเสียเฮด

A1.1 การเสียเฮดในท่อและอุปกรณ์

ในการคำนวณเฮดของปั๊มจะต้องมีการคำนวณการเสียเฮดในท่อและอุปกรณ์ตามสมการและข้อมูลต่อไปนี้

(1) การเสียเฮดความฝืดในท่อตรง

ลักษณะการไหลในท่อซึ่งต่อออกจากปั๊มจะอยู่ในช่วงซึ่งเรียกว่า **ไหลแบบปั่นป่วน** (Turbulent Flow) ซึ่งการเสียเฮดจะเป็นสัดส่วนโดยตรงกับกำลังสองของความเร็วในการไหลโดยประมาณ การคำนวณการเสียเฮดโดยทั่วๆ ไปจะใช้ 3 สูตรดังต่อไปนี้ คือ

ก. สูตรของ Darcy-Weisbach

สูตรของ Dancy-Weisbach ซึ่งนิยมใช้กับท่อสั้นๆ ที่ต่อระหว่างปั๊มกับบ่อสูบ หรือปั๊มกับบ่อรับน้ำทางด้านจ่าย อยู่ในรูปสมการ

$$h_f = \lambda \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2g} \qquad \text{..... (A1.1)}$$

โดย h_f = *การเสียเฮดความฝืด* (m)

λ = *สัมประสิทธิ์ของความฝืด*

L = *ความยาวของท่อ* (m)

D = *เส้นผ่าศูนย์กลางภายในของท่อ* (m)

V = *ความเร็วเฉลี่ยของการไหลในท่อ* (m/s)

g = *ความเร่งเนื่องจากแรงดึงดูดของโลก* (9.81 m/s^2)

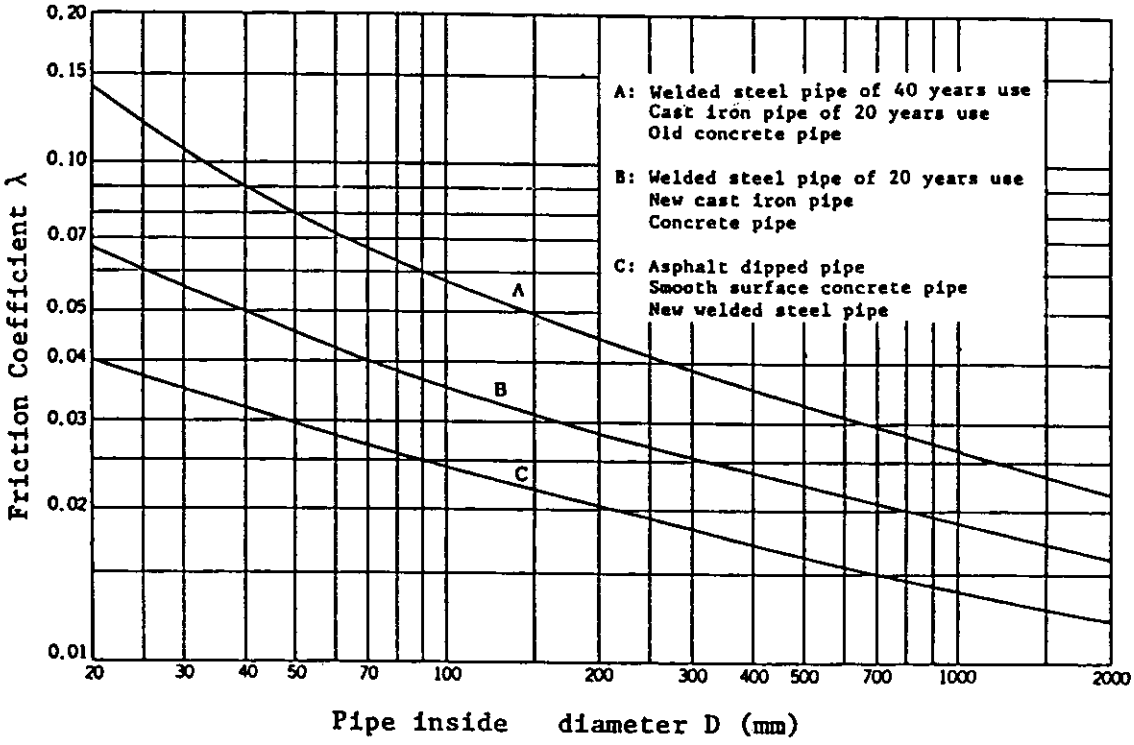
ค่าสัมประสิทธิ์ของความฝืด λ ของท่อเหล็กจะหาได้จากสมการดังต่อไปนี้

- *ท่อเหล็กหล่อ* $\lambda = 1.5 [0.02 + 1/ (2{,}000\ D)]$
- *ท่อเหล็กกล้า* $\lambda = 1.5 [0.0144 + 9.5/ (1{,}000\ \sqrt{V})]$

ในทั้งสองกรณีเป็นความฝืดที่เผื่อไว้สำหรับการที่มีอายุใช้งานนานโดยการคูณด้วย 1.50 สำหรับการคำนวณที่ต้องการความแม่นยำจะต้องหาค่า λ โดยใช้แผนภาพของรูปที่ A1.1 กับสมการที่ A1.1

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2\log\left(\frac{K/D}{3.71} + \frac{2.51}{Re\sqrt{\lambda}}\right)$$

K : Surface roughness
Re: Reynold's number
(after Colebrook's Equation)



รูปที่ A1.1 ค่าสัมประสิทธิ์ของความฝืด λ สำหรับท่อขนาดต่าง ๆ

ข. สูตรของ Hazen-Williams

สูตรของ Hazen-Williams จะนิยมใช้กับท่อที่มีความยาวมากๆ

$$\frac{h_f}{L} = 10.666 \frac{Q^{1.85}}{C^{1.85} \cdot D^{4.87}} \qquad \text{..... (A1.2)}$$

โดย h_f = *การเสียเฮดความฝืด* (m)
L = *ความยาวของท่อ* (m)
Q = *อัตราการไหล* (m^3/s)
C = *ค่าสัมประสิทธิ์ของท่อ* (ดูตารางที่ A1.1)
D = *เส้นผ่าศูนย์กลางภายในของท่อ* (m)

ค่าการเสียเฮดเป็นเมตรต่อ 100 เมตรที่คำนวณโดยสูตรของ Hazen-Williams จะดูได้จากรูปที่ A1.12 ถึง A1.15

ตารางที่ A1.1 ค่าสัมประสิทธิ์ของท่อ C สำหรับใช้กับสูตรของ Hazen-Williams

ชนิดของท่อ	ค่า C	ชนิดของท่อ	ค่า C
ท่อเหล็กกล้าเชื่อมตะเข็บ	140	ท่อคาดด้วยซีเมนต์	140
ท่อเหล็กกล้าใช้งานแล้ว 20 ปี	100	ท่อคาดด้วยยางมะตอย	140
ท่อเหล็กหล่อใหม่	130	ท่อซีเมนต์ใยหิน	130
ท่อเหล็กหล่อใช้งานแล้ว 20 ปี	100	ท่อคอนกรีตอัดแรง	130
		ท่อพลาสติก FRP	150

ค. สูตรของ Manning

สูตรของ Manning โดยปกติจะใช้กับทางน้ำเปิดและท่อลอด

$$\frac{h_f}{L} = \frac{n^2 V^2}{R^{4/3}} \qquad \text{..... (A1.3)}$$

โดย h_f = *การเสียเฮดความฝืด* (m)

L = *ความยาวของท่อ* (m)

n = *สัมประสิทธิ์ของ Manning*

V = *ความเร็วเฉลี่ย* (m/s)

R = *รัศมีชลศาสตร์ (พื้นที่หน้าตัดหารด้วยเส้นขอบเปียก)* (m)

ตารางที่ A1.2 ค่าสัมประสิทธิ์ของ Manning, n

วัสดุที่เป็นทางน้ำ	n
เหล็กกล้า	0.010 - 0.016
เหล็กหล่อ	0.010 - 0.015
คอนกรีต	0.011 - 0.017
ไม้	0.010 - 0.015
อิฐ	0.011 - 0.017

(2) การเสียเฮดในอุปกรณ์ท่อ

การเสียเฮดในอุปกรณ์ท่อและวาล์วจะขึ้นอยู่กับรูปทรงของอุปกรณ์นั้นๆ และจะคำนวณโดยใช้สมการที่ A1.4 ซึ่งระบุว่าการเสียเฮดในอุปกรณ์ท่อจะเป็นสัดส่วนกับกำลังสองของความเร็ว

หรือ

$$h_f = f \cdot \frac{V^2}{2g} \qquad \text{..... (A1.4)}$$

โดย h_f = *การเสียเฮดในอุปกรณ์ท่อ* (m)

V = *ความเร็วของการไหลซึ่งวัดได้ที่อุปกรณ์นั้น* (m/s)

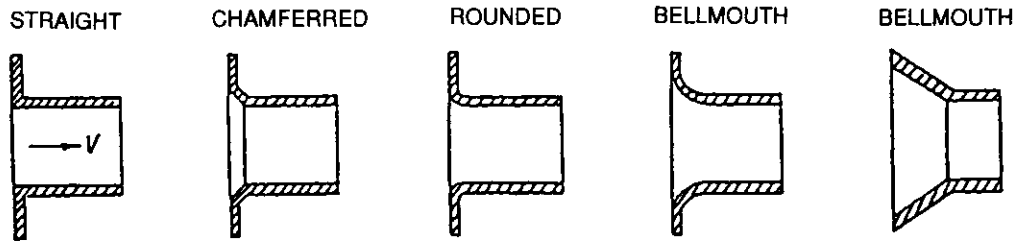
g = *ความเร่งเนื่องจากแรงดึงดูดของโลก* (9.81 m/s^2)

ก. การเสียเฮดที่ปากทางเข้า h_i (m)

$$h_i = f_i \frac{V^2}{2g} \qquad \text{..... (A1.5)}$$

โดย f_i = *สัมประสิทธิ์การเสียเฮดที่ปากทางเข้า* (m)

V = *ความเร็วก่อนถึงปากทางเข้า* (m/s)



f_t = 0.5	0.25	0.1 (CIRCULAR) 0.2 (RECTANGULAR)	0.1	0.2

รูปที่ A1.2 สัมประสิทธิ์ของการเสียเฮดที่ปากทางเข้า

ข. การเสียเฮดที่ปากทางออก h_o (m)

$$h_o = f_o \frac{V^2}{2g} \qquad \text{..... (A1.6)}$$

โดย f_o = *สัมประสิทธิ์การเสียเฮดที่ปากทางออก*

= 1.0 เมื่อไหลออกสู่ถังขนาดใหญ่

V = *ความเร็วก่อนถึงปากทางออก* (m/s)

การขยายขนาดท่อทีละน้อยก่อนถึงทางออกจะช่วยลดการเสียเฮดซึ่งจะมีผลดีโดยเฉพาะอย่างยิ่งถ้าเป็นท่อจากปั๊มเฮดต่ำ

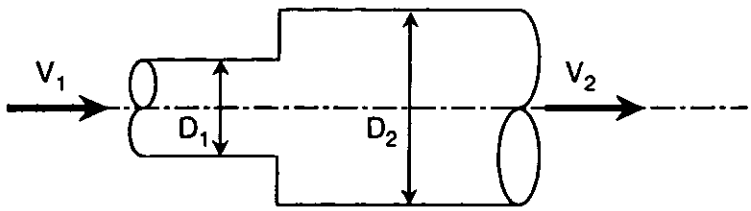
ค. การเสียเฮดจากการขยายขนาดท่ออย่างฉับพลัน h_{se} (m)

$$h_{se} = \frac{(V_1 - V_2)^2}{2g} = f_{se} \frac{V_1^2}{2g} \qquad \text{..... (A1.7)}$$

โดย V_1 = *ความเร็วของการไหลในท่อก่อนขยายขนาด* (m/s)

V_2 = *ความเร็วของการไหลในท่อที่โตกว่า* (m/s)

f_{se} = *สัมประสิทธิ์ของการเสียเฮดจากการขยายขนาดท่ออย่างฉับพลัน* (ดูรูปที่ A1.3)



D_1/D_2	0.10	0.20	0.30	0.40	0.50	0.60	0.70	0.80	0.90
f_{se}	0.98	0.92	0.82	0.70	0.56	0.41	0.26	0.13	0.04

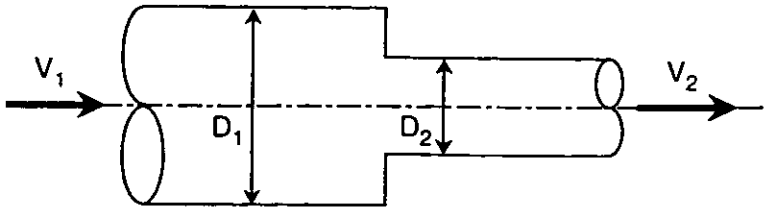
รูปที่ A1.3 ค่าสัมประสิทธิ์ของการเสียเฮดจากการขยายขนาดท่ออย่างฉับพลัน

ง. การเสียเฮดจากการลดขนาดท่ออย่างฉับพลัน h_{sc} (m)

$$h_{sc} = f_{sc} \frac{V_2^2}{2g} \qquad \text{..... (A1.8)}$$

โดย f_{sc} = *สัมประสิทธิ์การเสียเฮดจากการลดขนาดท่ออย่างฉับพลัน*

V_2 = *ความเร็วของการไหลในท่อหลังลดขนาด* (m/s) (ดูรูปที่ A1.4)



D_2/D_1	0.10	0.20	0.30	0.40	0.50	0.60	0.70	0.80	0.90
f_{sc}	0.50	0.49	0.49	0.46	0.43	0.38	0.29	0.18	0.07

รูปที่ A1.4 ค่าสัมประสิทธิ์ของการเสียเฮดจากการลดขนาดท่ออย่างฉับพลัน

จ. การเสียเฮดจากการขยายขนาดท่อทีละน้อย h_{ge} (m)

$$h_{ge} = f_{ge} \frac{(V_1 - V_2)^2}{2g} \qquad \text{..... (A1.9)}$$

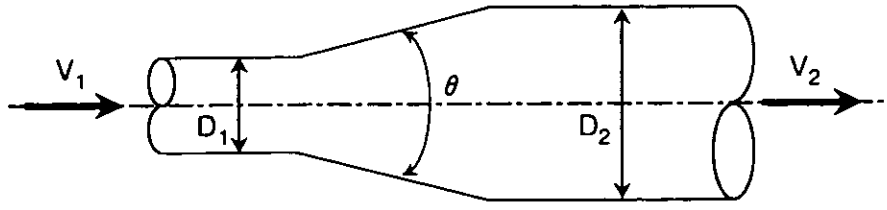
โดย f_{ge} = *ค่าสัมประสิทธิ์การเสียเฮดเมื่อขยายขนาดทีละน้อย*

$= 0.011\ \theta^{1.22}$

V_1 = *ความเร็วของการไหลก่อนการขยายขนาด* (m/s)

V_2 = *ความเร็วของการไหลหลังการขยายขนาด* (m/s)

θ = *มุมขยายขนาดท่อ* (องศา)



θ องศา	5.0	7.5	10.0	12.5	15.0	17.5	20.0	22.5
f_{ge}	0.078	0.126	0.183	0.240	0.299	0.361	0.425	0.491

รูปที่ A1.5 สัมประสิทธิ์การเสียเฮดเมื่อมีการขยายขนาดท่อทีละน้อย

ฉ. การเสียเฮดที่ข้องอ h_b (m)

$$h_b = f_b \cdot \frac{V^2}{2g} \qquad \text{.....(A1.10)}$$

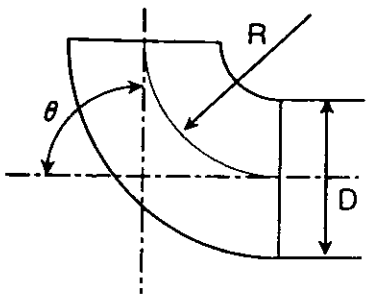
โดย f_b = *สัมประสิทธิ์การเสียเฮดที่ข้องอ*

V = *ความเร็วของการไหล* (m/s)

ค่าของ f_b จะขึ้นอยู่กับสัดส่วนระหว่างรัศมีของความโค้งของข้องอ (R) กับขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของท่อ (D) และมุมที่งอ (θ) ซึ่งจะหาได้จากสมการ

$$f_b = [0.131 + 0.1847 \left(\frac{D}{2R}\right)^{3.5}] \cdot \sqrt{\frac{\theta}{90}} \qquad \text{.....(A1.11)}$$

ค่าของ f_b ที่คำนวณไว้ให้แล้วจะดูได้จากรูปที่ A1.6



R/D \ θ	15°	22.5°	30°	45°	60°	90°
0.75	0.24	0.29	0.33	0.40	0.47	0.56
1.00	0.13	0.15	0.17	0.21	0.25	0.30
1.50	0.07	0.08	0.10	0.13	0.14	0.17
2.00	0.06	0.07	0.08	0.10	0.12	0.14
4.00	0.04	0.05	0.06	0.08	0.10	0.11

รูปที่ A1.6 ค่าสัมประสิทธิ์ของการเสียเฮดที่ข้องอ

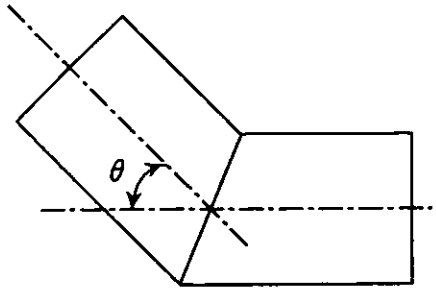
ช. การเสียเฮดที่ข้องอแบบหักมุม h_{rb} (m)

$$h_{rb} = f_{rb} \cdot \frac{V^2}{2g} \qquad \text{.....(A1.12)}$$

โดย f_{rb} = *สัมประสิทธิ์การเสียเฮดที่ข้องอแบบหักมุม*

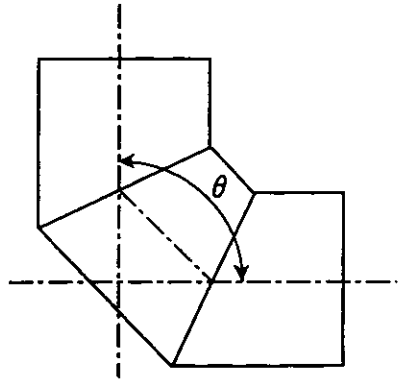
V = *ความเร็วของการไหล* (m/s)

ในกรณีที่มีการหักมุมเพียงมุมเดียวค่า f_{rb} ได้ให้ไว้ในรูปที่ A1.7 และถ้าเป็นการหักมุมสองมุมขึ้นไปค่า f_{rb} จะดูได้จากรูปที่ A1.8



θ องศา	15	30	45	60	90
f_{rb}	0.0.17	0.073	0.183	0.365	0.99

รูปที่ A1.7 สัมประสิทธิ์การเสียเฮดที่ข้องอแบบหักมุมมุมเดียว



ค่ามุมที่หักแต่ละครั้ง	22.5°	30°	20°	45°	22.5°	30°
จำนวนมุมที่หัก	2	2	3	2	4	3
θ	45°	60°	60°	90°	90°	90°
f_{rb}	0.284	0.268	0.236	0.377	0.250	0.299

รูปที่ A1.8 สัมประสิทธิ์การเสียเฮดที่ข้องอที่มีการหักมุมตั้งแต่สองมุมขึ้นไป

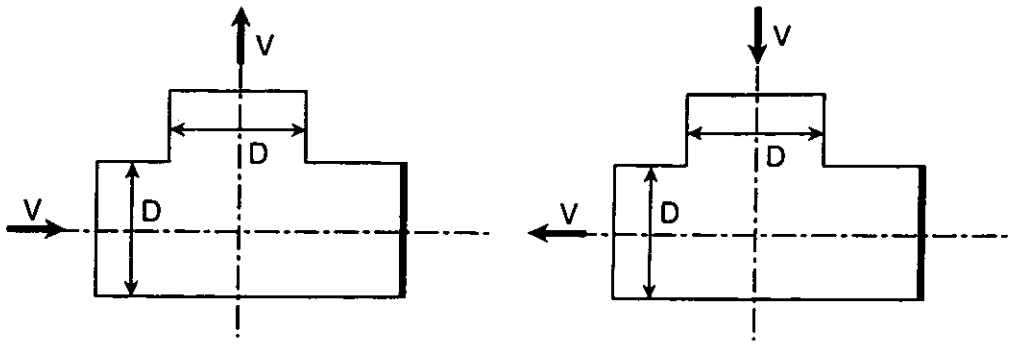
ซ. การเสียเฮดที่สามทางรูปตัวที h_t(m)

$$h_t = f_t \cdot \frac{V^2}{2g} \qquad \text{.....(A1.13)}$$

โดย f_t = *สัมประสิทธิ์การเสียเฮดที่สามทางรูปตัวที*

V = *ความเร็วของการไหล* (m/s)

ค่าของ f_t สำหรับทิศทางการไหลในแนวต่างๆ แสดงไว้ในรูปที่ A1.9



f_t = 0.097 f_t = 1.50

รูปที่ A1.9 ค่าสัมประสิทธิ์การเสียเฮดที่สามทางรูปตัวที

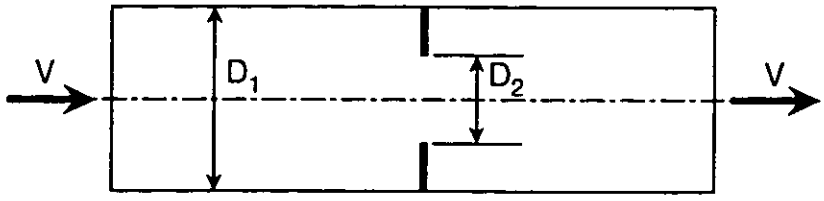
ฌ. การเสียเฮดที่ช่องตีบ (Orifice) h_{or} (m)

$$h_{or} = f_{or} \cdot \frac{V^2}{2g} \qquad \text{.....(A1.14)}$$

โดย f_{or} = *สัมประสิทธิ์การเสียเฮดที่ช่องตีบ*

V = *ความเร็วของการไหลในท่อก่อนหรือหลังช่องตีบ* (m/s)

บางครั้งจะมีการใช้ช่องตีบเพื่อลดความดันในท่อให้พอเหมาะกับความต้องการด้านท้ายน้ำ การที่จะลดความดันได้มากน้อยแค่ไหนจะขึ้นอยู่กับอัตราส่วนระหว่างขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของช่องตีบต่อขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางภายในของท่อดังแสดงไว้ในรูปที่ A1.10



$(D_2/D_1)^2$	0.10	0.20	0.30	0.40	0.50	0.60	0.70	0.80	0.90
f_{or}	226	47.8	17.5	7.8	3.75	1.80	0.80	0.29	0.06

รูปที่ A1.10 ค่าสัมประสิทธิ์การเสียเฮดที่ช่องตีบ

ญ. การเสียเฮดที่ทางแยก

เมื่อการไหลในท่อถูกแยกออกโดยท่อสองสาย หรือไหลจากท่อสองสายมารวมกันในท่อเดียว การเสียเฮดที่จุดแยกจะขึ้นอยู่กับขนาดของท่อและอัตราส่วนระหว่างอัตราการไหลของสองท่อนั้น

(3) การเสียเฮดที่วาล์ว

เมื่อมีการติดตั้งวาล์วไว้ที่ปั๊มและที่จุดใดจุดหนึ่งตามความยาวของท่อ การเสียเฮดขณะไหลผ่านวาล์ว (h_{fv}) ซึ่งขึ้นอยู่กับชนิดของวาล์วที่ใช้ จะคำนวณได้จากสมการ

$$h_{fv} = f_v \cdot \frac{V^2}{2g} \qquad \text{.....(A1.15)}$$

โดย f_v = *สัมประสิทธิ์การเสียเฮดของวาล์ว*

V = *ความเร็วของการไหลในท่อหน้าวาล์ว* (m/s)

ค่า f_v ของวาล์วแต่ละชนิดและแต่ละขนาดจะมีดังต่อไปนี้

ก. วาล์วบานเลื่อน (Sluice or Gate Valve)

ค่า f_v สำหรับวาล์วบานเลื่อนเมื่อเปิดจนสุดจะดูได้จากตารางที่ A1.3

ตารางที่ A1.3 สัมประสิทธิ์การเสียเฮดของวาล์วบานเลื่อนเมื่อเปิดจนสุด

ขนาดระบุ (mm)	50	100	150	200	250	≥ 300
f_v	0.19	0.16	0.15	0.11	0.05	น้อยมาก

ข. วาล์วปีกผีเสื้อ (Butterfly Valve)

ค่า f_v สำหรับวาล์วปีกผีเสื้อเมื่อเปิดจนสุดจะดูได้จากตารางที่ A1.14

ตารางที่ A1.14 ค่าสัมประสิทธิ์การเสียเฮดของวาล์วปีกผีเสื้อเมื่อเปิดจนสุด

ขนาดระบุ (mm)	100-200	300-450	500-600	700-900	1,000
f_v	3.20-1.80	1.40-0.70	0.60-0.45	0.40-0.35	0.30-0.25

ค. เชควาล์วแบบเหวี่ยง (Swing Check Value)

ค่า f_v ภายใต้สภาวะการไหลตามปกติจะดูได้จากตารางที่ A1.15 สำหรับเชควาล์วแบบปิดเร็ว f_v จะมีค่าสูงกว่าที่ให้ไว้ในตาราง

ตารางที่ A1.15 ค่าสัมประสิทธิ์การเสียเฮดของเชควาล์วแบบเหวี่ยง

ขนาดระบุ (mm)	100	150	200	250	300	350	400	450	500	600	700	800
f_v	1.32	1.27	1.21	1.16	1.11	1.05	1.00	0.99	0.98	0.96	0.94	0.92

ง. วาล์วแบบบานกระดกทำด้วยเหล็ก (Steel Fabricated Flap Valve)

ค่า f_v ภายใต้การทำงานตามปกติจะดูได้จากตารางที่ A1.16

ตารางที่ A1.16 ค่าสัมประสิทธิ์การเสียเฮดของวาล์วบานกระดก

ขนาดระบุ (mm)	800	900	1,000	1,200	1,350	1,500	1,650	1,800	2,000
f_v	0.92	0.89	0.85	0.78	0.73	0.68	0.62	0.57	0.50

(4) การเสียเฮดที่ตะแกรงกันขยะ

เพื่อที่จะหาระดับน้ำภายในบ่อสูบที่ถูกต้อง จะต้องนำเอาการเสียเฮดเมื่อน้ำไหลผ่านตะแกรงกันขยะมาพิจารณาด้วย การเสียเฮดเมื่อน้ำไหลผ่านตะแกรงอาจคำนวณได้โดยใช้สูตรซึ่งได้จากการทดลองของ Kirshmer ดังสมการ

$$h_f = \beta \sin\theta \left(\frac{t}{b}\right)^{4/3} \cdot \frac{V_1^2}{2g} \qquad \text{.....(A1.16)}$$

โดย h_f = *ความต่างระดับของน้ำระหว่างด้านหน้าและด้านหลังตะแกรงกันขยะ* (m)

β = *ค่าสัมประสิทธิ์ซึ่งขึ้นอยู่กับรูปตัดขวางของเหล็กตะแกรง* (ดูรูป A1.11)

θ = *มุมเอียงของตะแกรงกับแนวราบ*

t = *ความหนาของเหล็กตะแกรง* (mm)

b = *ขนาดของช่องเปิด* (mm)

V_1 = *ความเร็วของกระแสน้ำหน้าตะแกรง* (m/s)

ตามความเป็นจริงจะมีขยะมากีดขวางการไหลของน้ำผ่านตะแกรง ดังนั้นการเสียเฮดที่เกิดขึ้นจริงจะมีค่าสูงกว่าที่คำนวณได้โดยสมการที่ (A1.16) ในกรณีที่มีขยะมาติดอยู่หน้าตะแกรง การเสียเฮดสามารถคำนวณได้จากสมการ

$$h_f = 6.69 \sin\theta \left(\frac{t}{b}\right)^{4/3} \cdot \exp\left(0.074\gamma_w \cdot \frac{a}{H}\right) \cdot \frac{V_1^2}{2g} \qquad \text{.....(A1.17)}$$

โดย h_f = *ความต่างระดับของน้ำระหว่างหน้าและหลังตะแกรงเนื่องจากขยะ* (m)

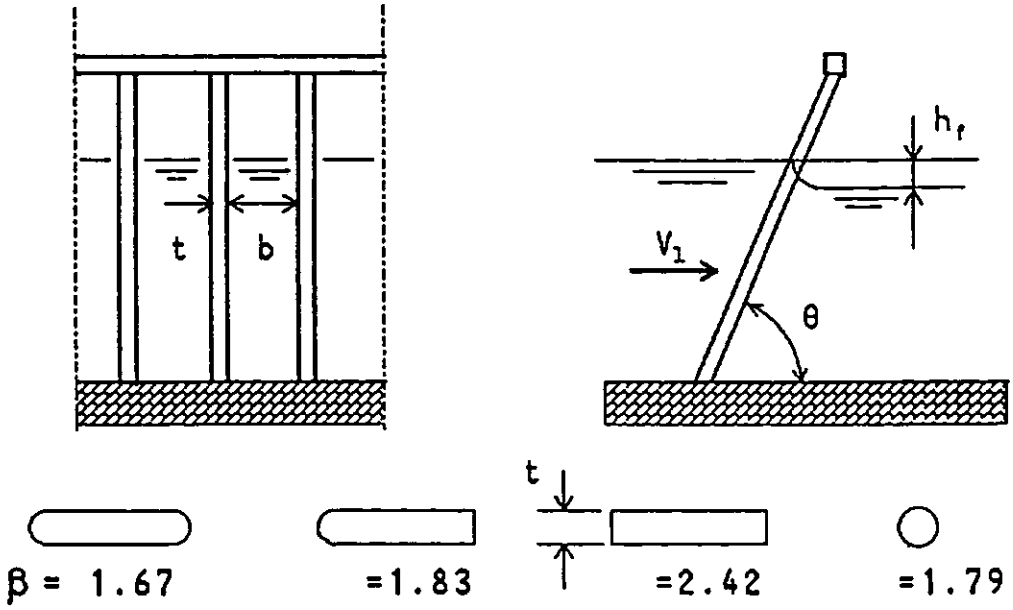
a = *ความสูงของขยะหน้าตะแกรง*

γ_w = *น้ำหนักจำเพาะของขยะเปียก* (~ 200 kgf/m^3)

H = *ความลึกของน้ำ* (m)

อย่างไรก็ตาม ในการพิจารณาวางโครงการ อาจจะเลือกใช้ค่าดังต่อไปนี้ คือ

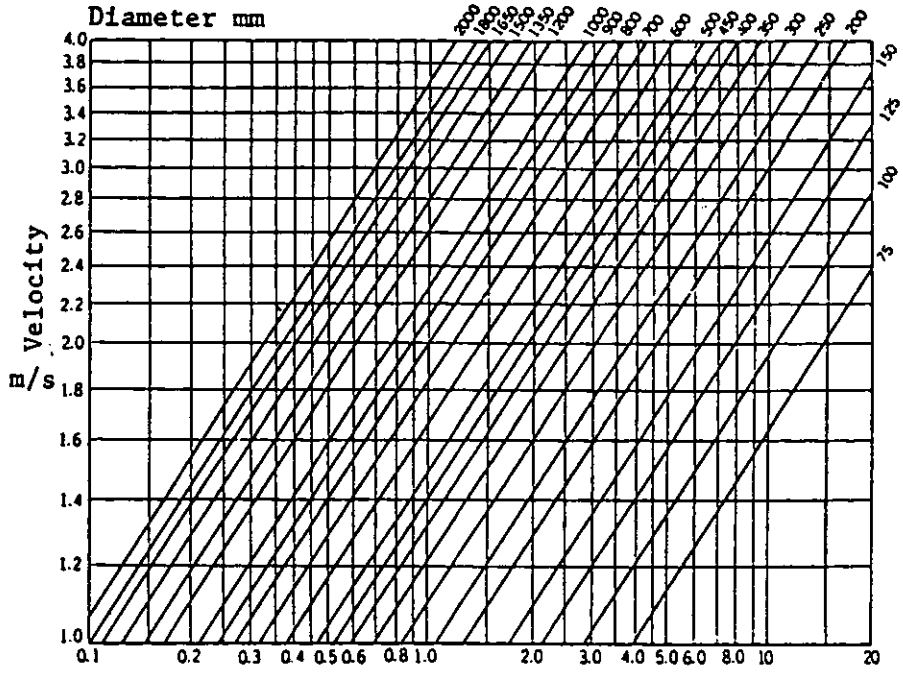
- *ตะแกรงที่เก็บขยะด้วยแรงงาน* h_f = 0.20 ~ 0.40 เมตร
- *ตะแกรงเก็บขยะอัตโนมัติ* h_f = 0.10 ~ 0.15 เมตร



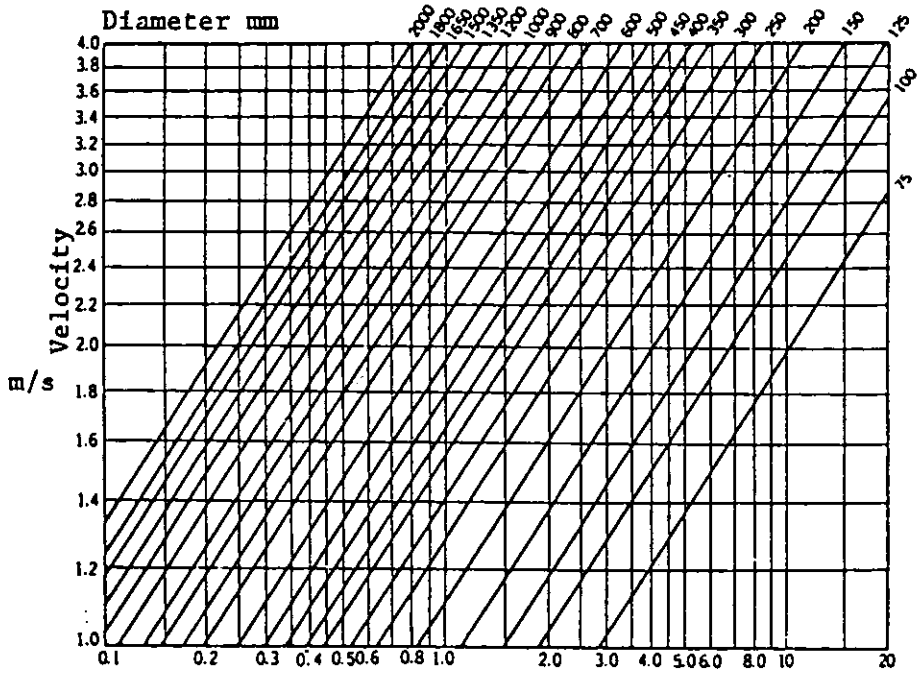
รูปที่ A1.11 ค่าสัมประสิทธิ์ β และการเสียเฮดที่ตะแกรงกันขยะ

A1.2 แผนภาพสำหรับหาการเสียเฮดโดยสูตรของ Hazen - Williams

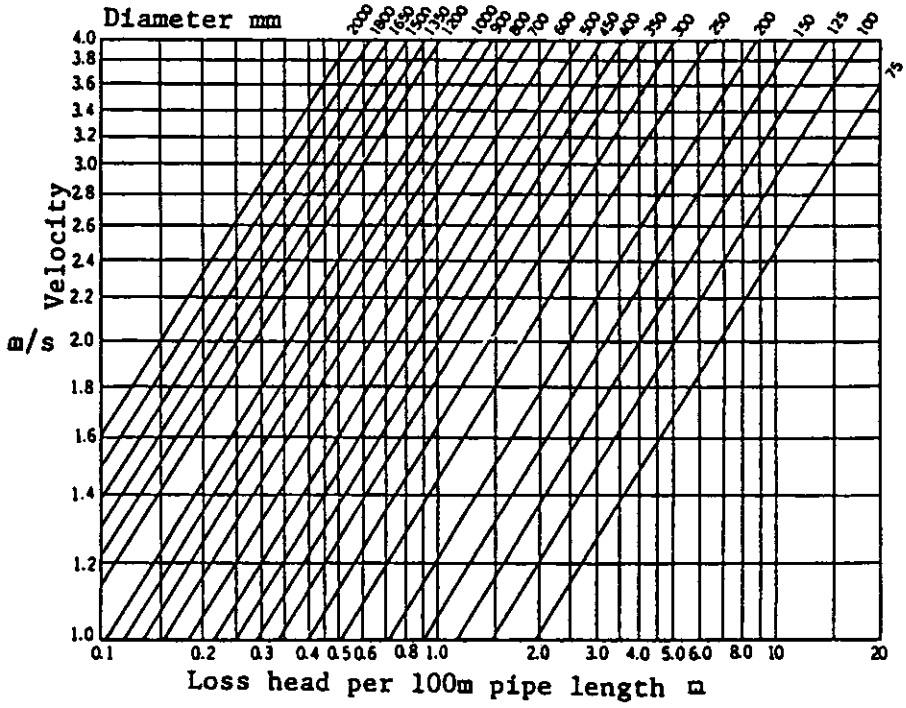
ค่าการเสียเฮดต่อความยาวของท่อ 100 เมตร สำหรับค่า C ตั้งแต่ 80 ถึง 140 จะดูได้จากรูปที่ A1.12 ถึง A1.15



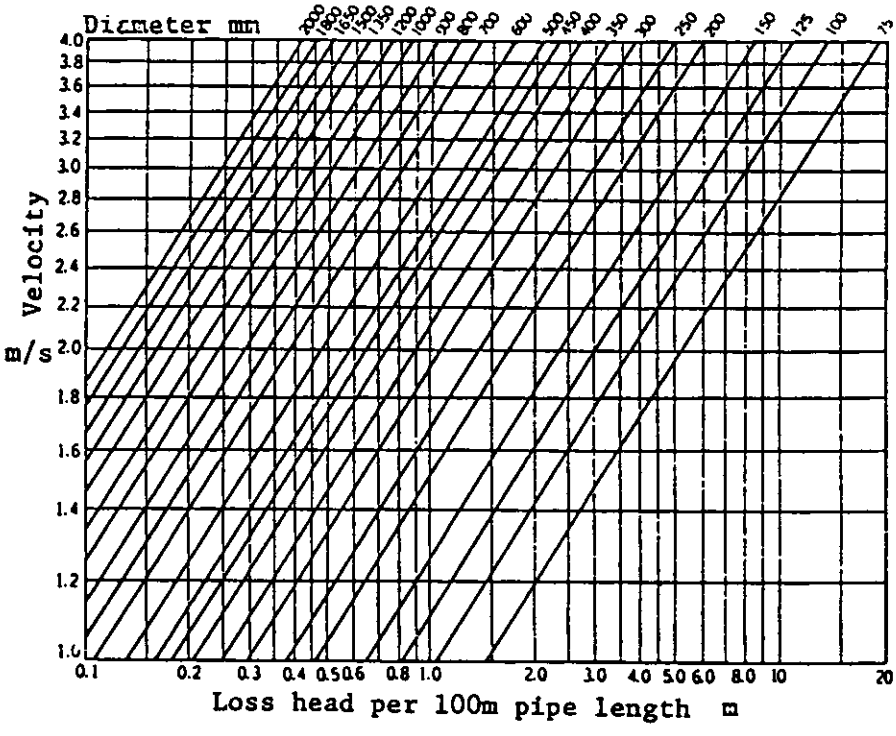
รูปที่ A1.12 ค่าการเสียเฮดโดยสูตรของ Hazen-Williams เมื่อ C = 80



รูปที่ A1.13 ค่าการเสียเฮดโดยสูตรของ Hazen-Williams เมื่อ C = 100



รูปที่ A1.14 ค่าการเสียเฮดโดยสูตรของ Hazen-Williams เมื่อ C = 120



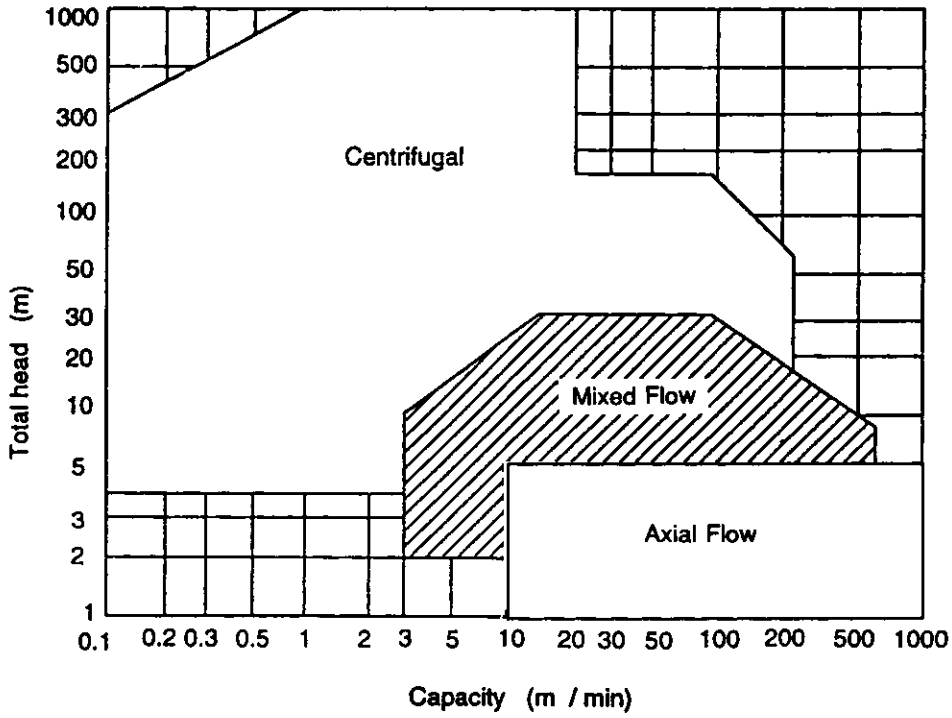
รูปที่ A1.15 ค่าการเสียเฮดโดยสูตรของ Hazen-Williams เมื่อ C = 140

ภาคผนวกที่ 2

ปั๊มที่มีจำหน่าย

A2.1 ขอบเขตการทำงาน

ปั๊มเทอร์โบเป็นปั๊มที่ถูกนำไปใช้ในงานโครงสร้างพื้นฐานของการพัฒนาและในอุตสาหกรรมหลายสาขา ขอบเขตการนำไปใช้งานของปั๊มชนิดต่างๆ สามารถบอกได้จากเฮดและอัตราการสูบ ตัวอย่างขอบเขตการทำงานของปั๊มเทอร์โบแต่ละชนิดจะดูได้จากรูปที่ A2.1



รูปที่ A2.1 ขอบเขตการใช้งานของปั๊มเทอร์โบ

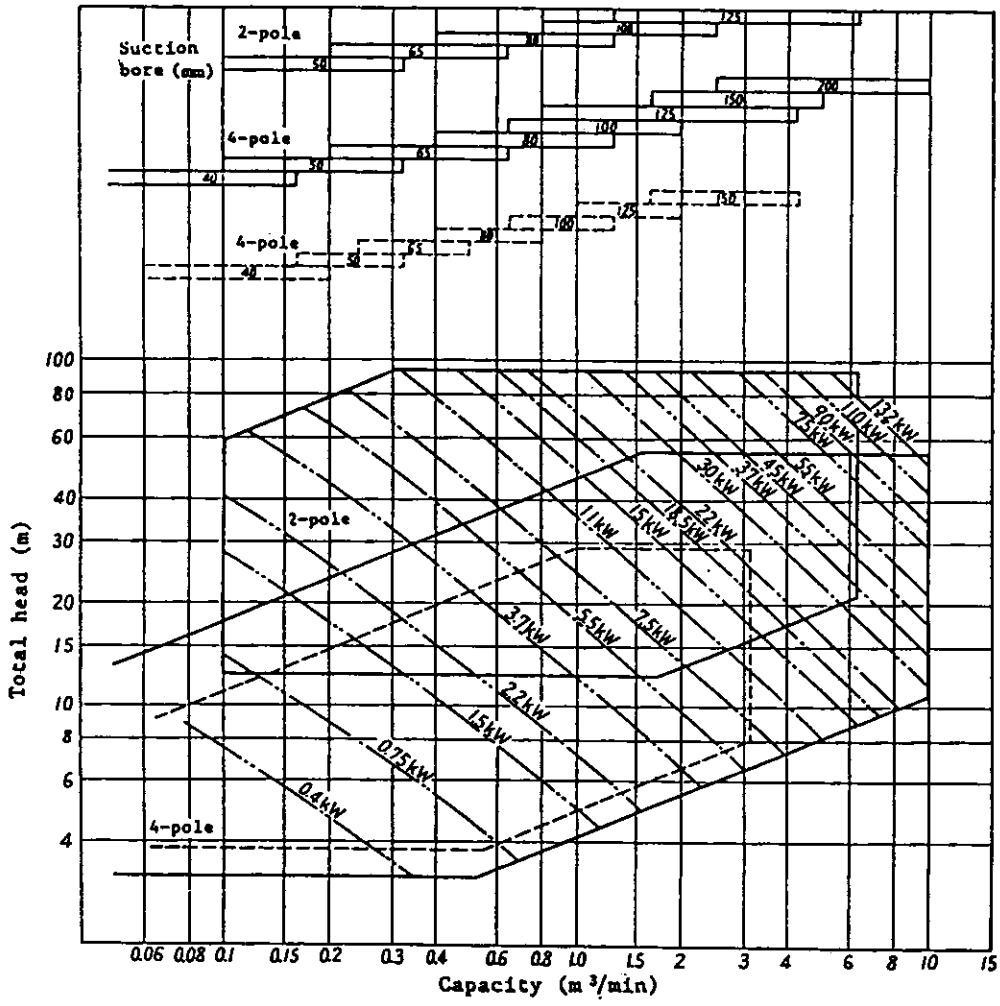
A2.2 ปั๊มสำหรับเฮดสูง

ปั๊มเทอร์โบชนิด Radial Flow สามารถนำไปใช้กับงานที่ต้องการเฮดสูง ถ้าเป็นปั๊มขนาดเล็ก จะมีรุ่นมาตรฐาน (Standard Model) ซึ่งแต่ละรุ่นจะมีหลายขนาดผลิตและจำหน่ายโดยบริษัทผู้ผลิตปั๊ม รุ่นมาตรฐานอาจรวมถึงชนิดต่างๆ ดังต่อไปนี้คือ

1. ปั๊ม Radial Flow แบบเพลานอน ใบพัดชั้นเดียว (End Suction Single Stage Centrifugal Pump)
2. ปั๊ม Radial Flow แบบหอยโข่ง ใบพัดหลายชั้น (Muli-stage Centrifugal Volute Pump)
3. ปั๊ม Radial Flow แบบดูดสองด้าน (Double Suction Centrifugal Pump) และ
4. ปั๊มเพลาตั้งแบบมีครีบผันน้ำ ใบพัดหลายชั้น (Muli-stage Vertical Shaft Diffuser Pump)

(1) ปั๊ม Radial Flow แบบเพลานอน ใบพัดชั้นเดียว

ก. **โครงสร้าง** : ใบพัดจะติดตั้งไว้กับปลายด้านหนึ่งของเพลา ของเหลวจะถูกดูดเข้า



รูปที่ A2.2 แผนภาพสำหรับเลือกปั๊ม Radial Flow แบบเพลานอน ใบพัดชั้นเดียว ตามมาตรฐาน JIS สำหรับไฟ 50 Hz

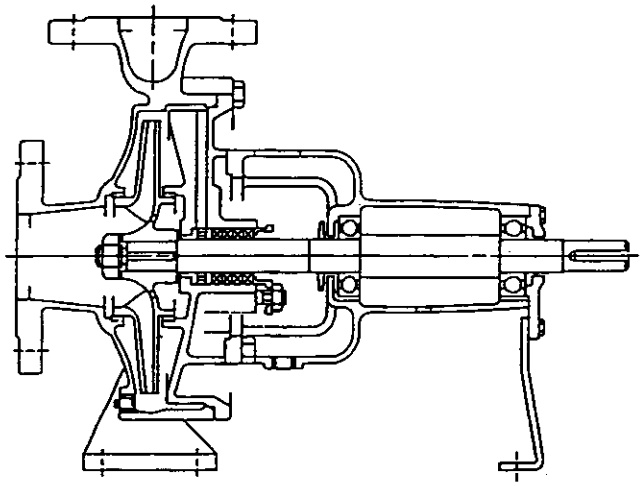
มาในแนวแกนของเพลาและส่งออกด้านบนของตัวเรือนปั๊ม

ข. ขอบเขตการทำงาน : รุ่นมาตรฐานจะมีขนาดสูงสุดประมาณ 150 มิลลิเมตร เฮดที่ได้ไม่เกิน 80 เมตรเมื่อใช้มอเตอร์ 2 ขั้ว ขอบเขตการทำงานมาตรฐานที่กำหนดโดย JIS (Japanese Industrial Standard) แสดงไว้ในรูปที่ A2.2

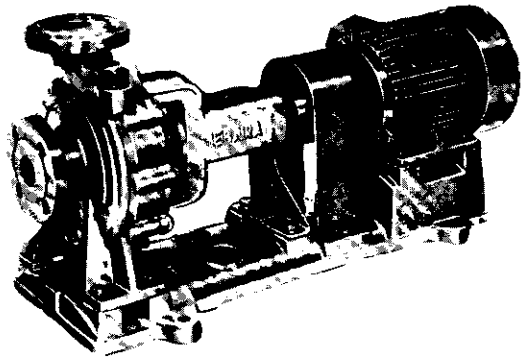
ค. ลักษณะเฉพาะ : โดยทั่วๆ ไปปั๊มจะต่อตรงเข้ากับมอเตอร์แบบ 4 ขั้ว บางแบบต่อเข้ากับมอเตอร์ 2 ขั้ว ปั๊มแต่ละขนาดภายในรุ่นจะถูกออกแบบให้พอเหมาะกับกำลังงานมาตรฐานของมอเตอร์ที่ใช้ไฟแรงต่ำ ปั๊มชนิดนี้มีขนาดกะทัดรัด ใบพัดติดตั้งกับเพลาของมอเตอร์โดยตรง และใช้กันรั่วเชิงกล (Mechanical Seal)

ง. งานที่ใช้ : งานประปา งานทั่วไปในอาคาร งานชลประทาน ฯลฯ

จ. มาตรฐานที่เกี่ยวข้อง : ISO 2858, JIS B8313



รูปที่ A2.3 ตัวอย่างรูปตัดของปั๊ม Radial Flow แบบเพลานอน ใบพัดชั้นเดียว



รูปที่ A2.4 รูปถ่ายของปั๊ม Radial Flow แบบเพลานอน ใบพัดชั้นเดียว

(2) ปั๊ม Radial Flow แบบหอยโข่ง ใบพัดหลายชั้น

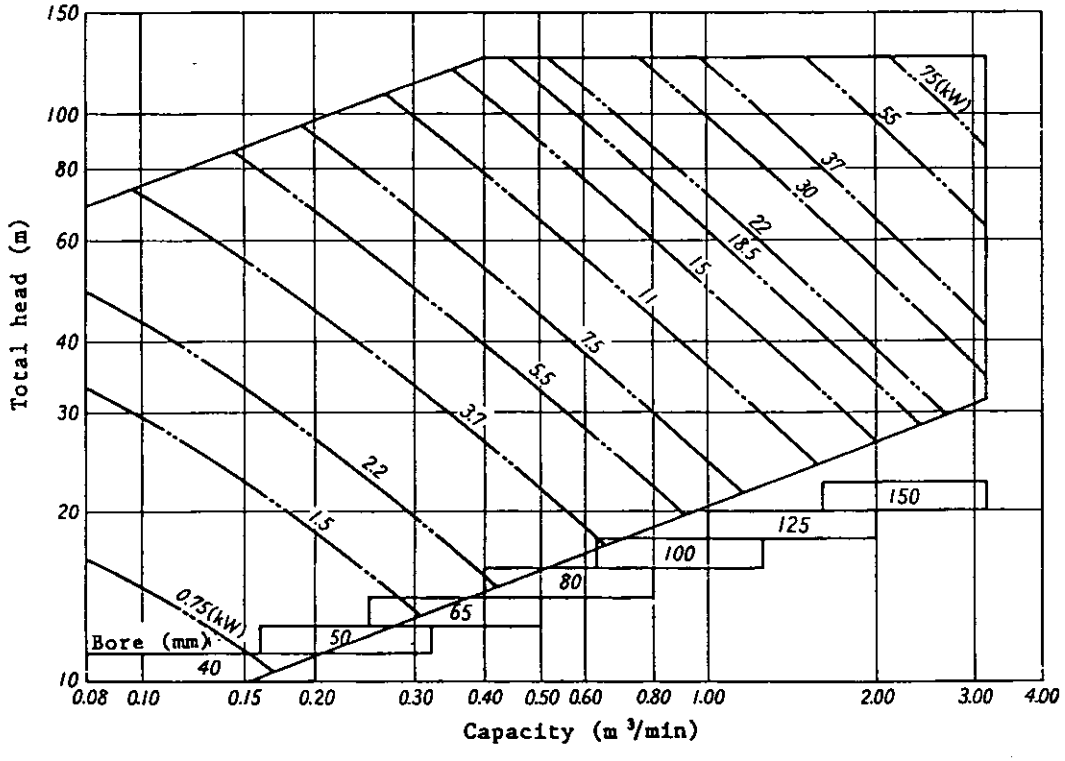
ก. โครงสร้าง : ตัวเรือนซึ่งเป็นแบบหอยโข่งแต่ละเรือนจะเรียงต่อเข้าด้วยกันในแนวแกนของเพลาและยึดติดกันด้วยสลักเกลียว น้ำหนักของเพลาและใบพัดจะรองรับโดยรองลื่น (Bearing) ที่ปลายของเพลาทั้งสองข้าง จะมีอุปกรณ์รับแรงรุน (Thrust) ซึ่งจะช่วยลดแรงที่กระทำต่อรองลื่นรับแรงรุน

ข. ขอบเขตการทำงาน : สำหรับรุ่นมาตรฐานทั่วๆ ไป ขอบเขตการทำงานที่ระบุจะอยู่ในช่วง 0.10 ถึง 3.0 ลบ.เมตรต่อนาทีและเฮดสูงสุดประมาณ 130 เมตร การเลือกใช้ขอให้ดูจากแผนภาพที่ A2.5 สำหรับต้นกำลังที่เป็นมอเตอร์ 4 ขั้ว เฮดอาจจะสูงได้ถึง 3,000 เมตรถ้าเป็นการสั่งทำพิเศษ

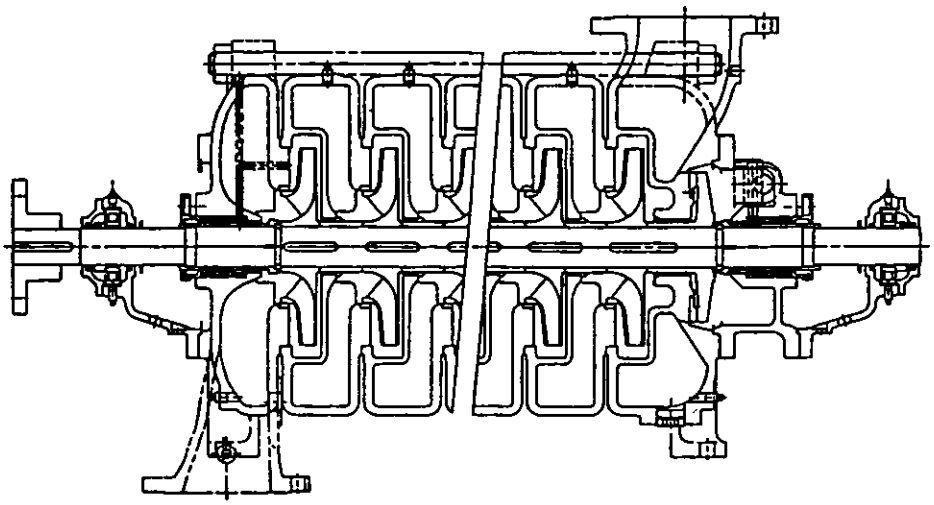
ค. ลักษณะเฉพาะ : รุ่นมาตรฐานทั่วๆ ไปจะต่อตรงเข้ากับมอเตอร์ 4 หรือ 2 ขั้ว ทางดูดจะอยู่ทางด้านข้าง และทางจ่ายจะอยู่ด้านบนของตัวปั๊ม

ง. งานที่ใช้ : งานประปา ใช้ในอาคาร งานชลประทาน งานด้านดับเพลิง งานส่งน้ำเข้าหม้อไอน้ำ และในอุตสาหกรรมต่างๆ

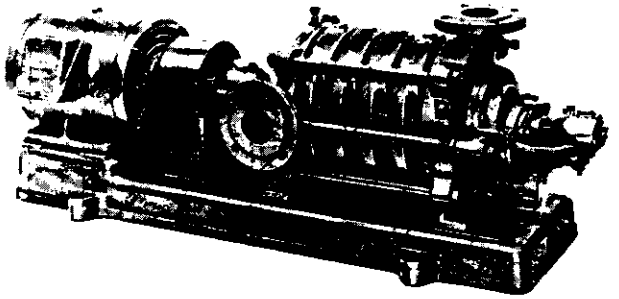
จ. มาตรฐานที่เกี่ยวข้อง : JIS B8319



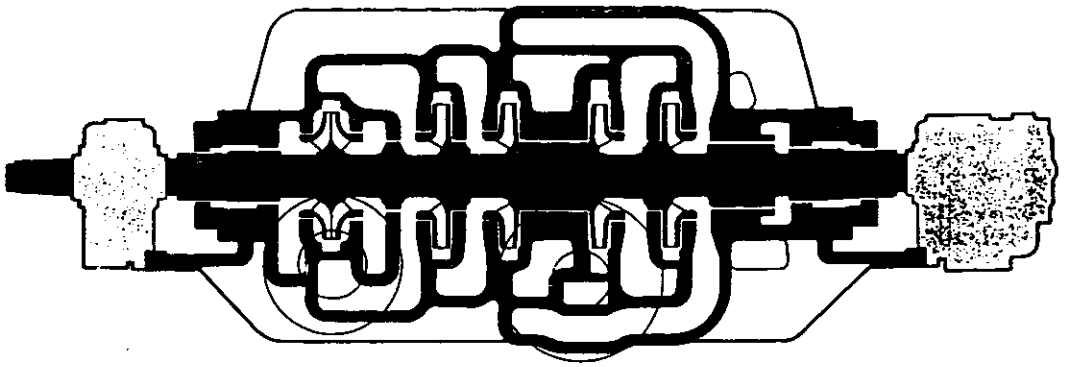
รูปที่ A2.5 แผนภาพสำหรับเลือกปั๊ม Radial Flow แบบหอยโข่ง ใบพัดหลายชั้นตามมาตรฐาน JIS สำหรับไฟ 50 Hz



รูปที่ A2.6 รูปตัดของปั๊ม Radial Flow แบบหอยโข่ง ใบพัดหลายชั้น



รูปที่ A2.7 รูปถ่ายของปั๊ม Radial Flow แบบหอยโข่ง ใบพัดหลายชั้น



รูปที่ A2.8 รูปตัดของปั๊ม Radial Flow แบบหอยโข่ง ใบพัดหลายชั้น เรือนปั๊มผ่าแยกในแนวราบ

(3) ปั๊ม Radial Flow แบบดูดสองด้าน

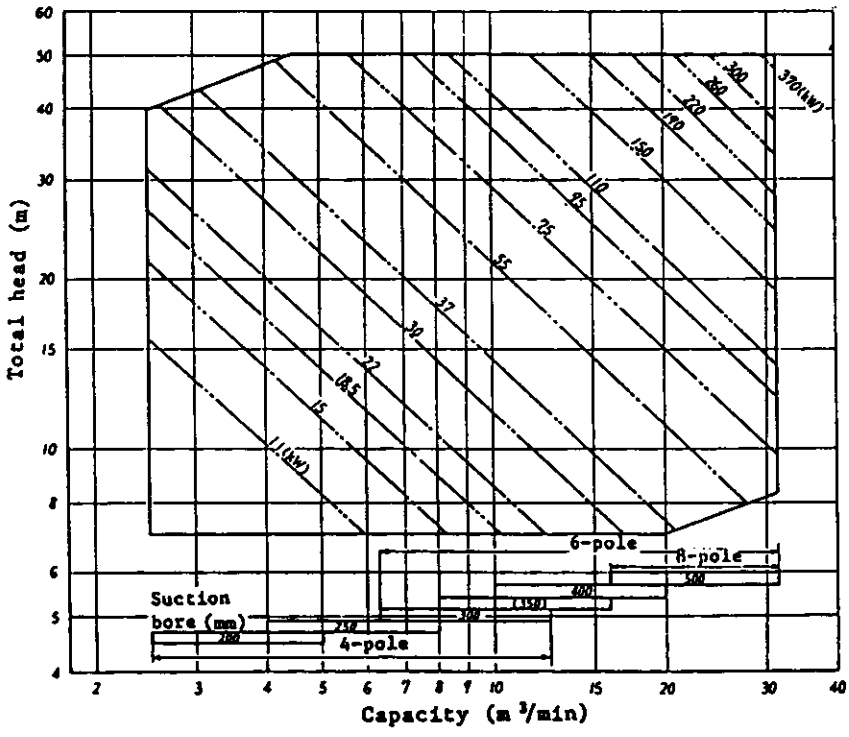
ก. โครงสร้าง : ใบพัดซึ่งเป็นแบบดูดสองด้านจะติดตั้งอยู่กึ่งกลางความยาวของเพลา น้ำหนักของใบพัด เพลา และส่วนประกอบจะรองรับโดยรองลื่นที่ปลายของเพลาทั้งสองด้าน โดยทั่วๆ ไปตัวเรือนปั๊มจะแบ่งแยกออกจากกันในแนวราบ โดยช่องเปิดสำหรับติดตั้งท่อดูดและท่อจ่ายจะอยู่ทางส่วนล่างของตัวเรือน

ข. ขอบเขตการทำงาน : รุ่นมาตรฐานจะมีขนาดตั้งแต่ 200 ถึง 500 มิลลิเมตร สามารถให้เฮดได้ถึง 50 เมตร และสามารถเพิ่มสูงขึ้นได้มากถึง 170 เมตรโดยใช้ใบพัดเดียว

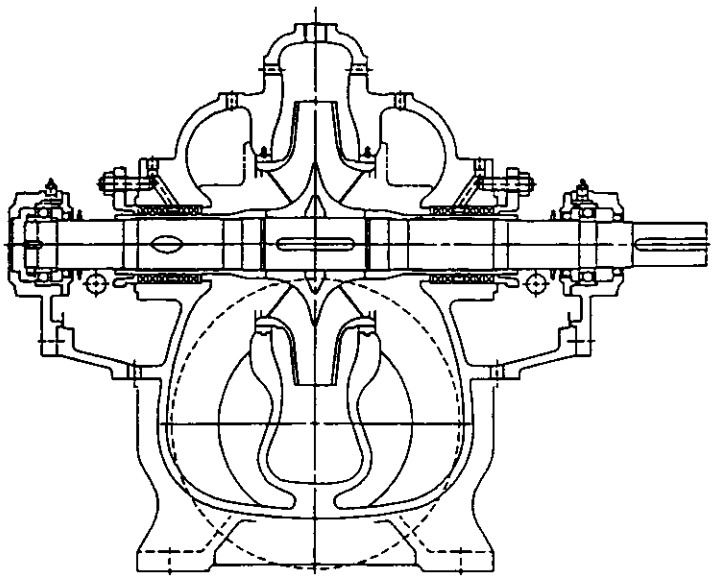
ค. ลักษณะเฉพาะ : การทำงานจะมั่นคงเนื่องจากมีความสมดุลย์ของแรงรุน (Thrust) ที่เพลา เนื่องจากเป็นการดูดเข้าทั้งสองหน้าของใบพัด สมรรถนะในการดูดจึงเหนือกว่าแบบที่ใช้ใบพัดดูดเพียงด้านเดียว ความต้องการ NPSH จะน้อยกว่า

ง. งานที่ใช้ : งานประปา งานชลประทาน และในอุตสาหกรรมหลายชนิด

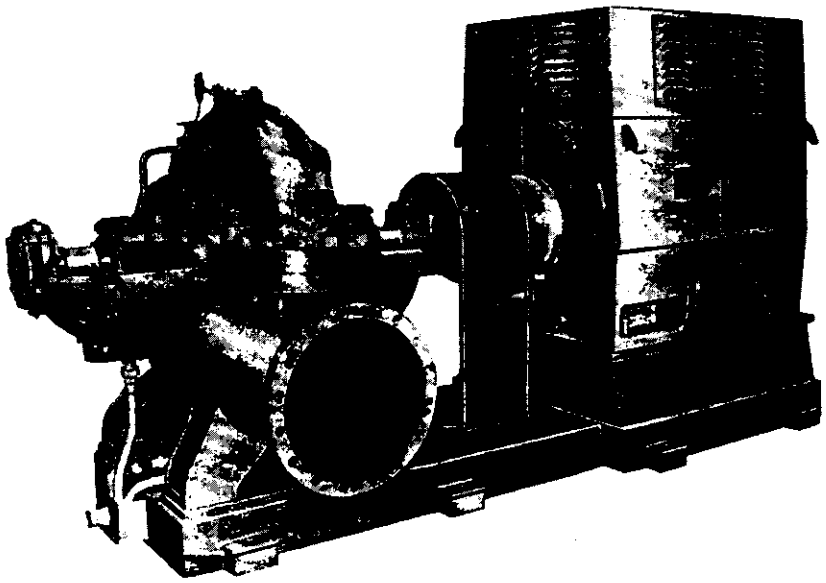
จ. มาตรฐานที่เกี่ยวข้อง : JIS 8322



รูปที่ A2.9 แผนภาพสำหรับเลือกใช้ปั๊ม Radial Flow แบบดูดสองด้านสำหรับไฟฟ้า 50 Hz



รูปที่ A2.10 ตัวอย่างรูปตัดของปั๊ม Radial Flow แบบดูดสองด้าน



รูปที่ A2.11 รูปถ่ายของปั๊ม Radial Flow แบบดูดสองด้าน

(4) ปั๊มเพลาตั้งแบบมีครีบผันน้ำ ใบพัดหลายชั้น

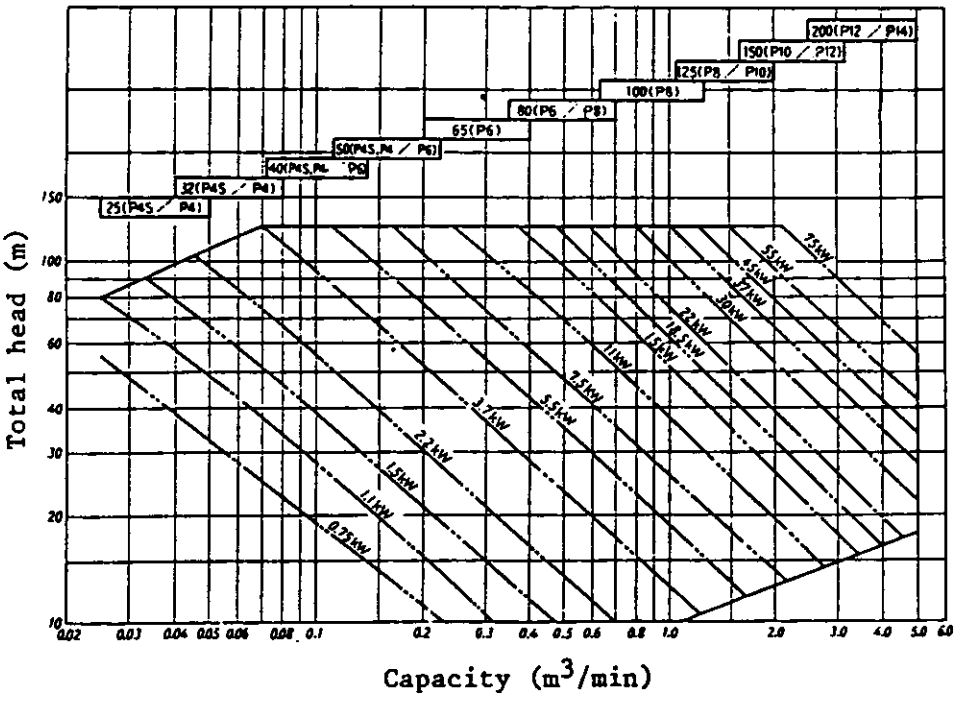
ก. โครงสร้าง : ปั๊มหนึ่งชั้นจะประกอบด้วยใบพัด 1 อันห่อหุ้มด้วยตัวเรือนซึ่งมีครีบผันน้ำ (Diffuser) ปั๊มซึ่งมีใบพัดหลายชั้นอาจจะถูกขับเคลื่อนด้วยต้นกำลังซึ่งอยู่ที่ยอดของเพลา เช่น ในกรณีของบ่อบาดาล แต่ถ้าใช้มอเตอร์แบบจุ่มเป็นต้นกำลัง มอเตอร์จะติดตั้งไว้ด้านล่างของปั๊มซึ่งจะมีข้อได้เปรียบที่ว่าจะไม่ต้องเสียพลังงานที่รองลื่นอีก

ข. ขอบเขตการทำงาน : ใช้ในงานสูบน้ำจากบ่อบาดาล ซึ่งรุ่นมาตรฐานจะมีสมรรถนะสูงได้ถึง 5 ลบ.เมตรต่อนาที และเฮดสูงกว่า 200 เมตร

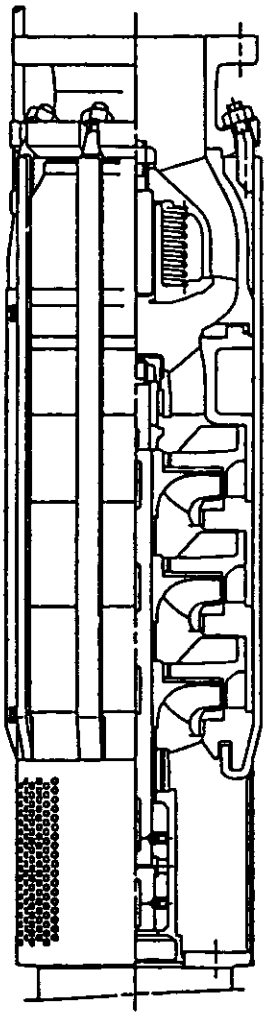
ค. ลักษณะเฉพาะ : ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของปั๊มจะต้องทำให้กระทัดรัดเพื่อให้สามารถติดตั้งในบ่อบาดาลได้ ในปัจจุบันถ้าเป็นการสูบน้ำสะอาดจะนิยมให้ขับเคลื่อนด้วยมอเตอร์แบบจุ่ม

ง. งานที่ใช้ : งานสูบน้ำบาดาลเพื่อการประปา ชลประทาน และอุตสาหกรรม

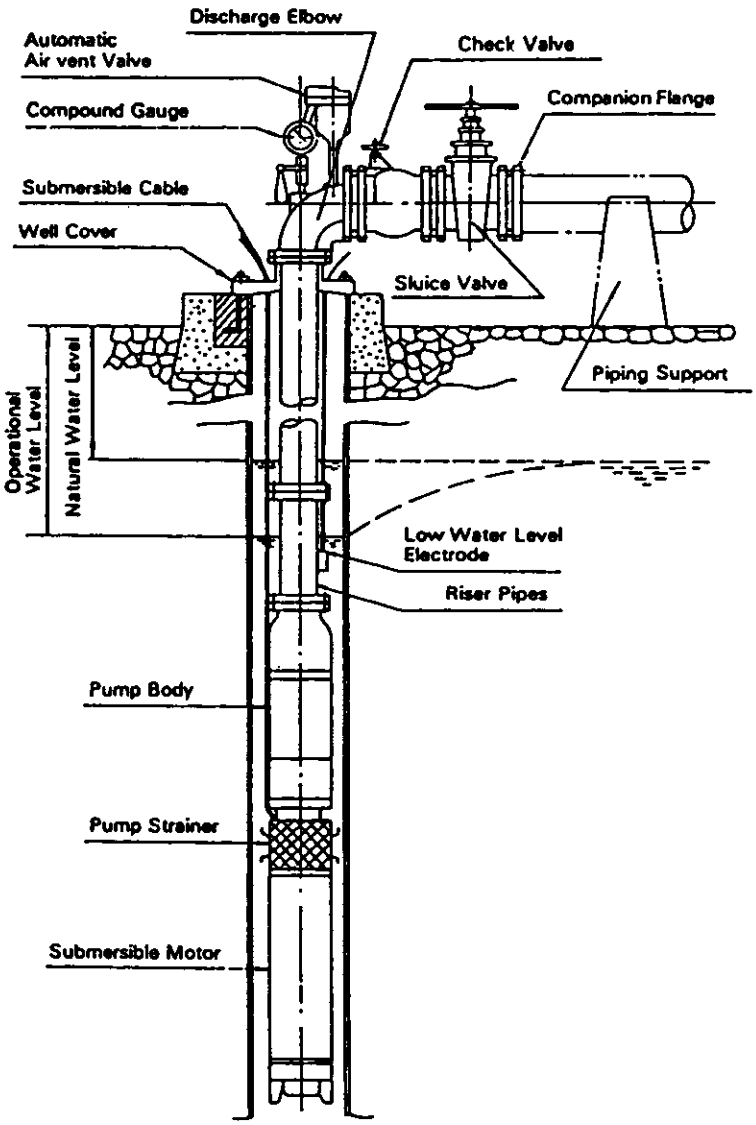
จ. มาตรฐานที่เกี่ยวข้อง : JIS B3342



รูปที่ A2.12 แผนภาพสำหรับเลือกใช้งานปั๊มเพลาตั้งแบบมีครีบผันน้ำ ใบพัดหลายชั้น สำหรับไฟฟ้า 50 Hz



รูปที่ A2.13
รูปตัดของปั๊มเพลาตั้งแบบมีครีบผันน้ำ ใบพัดหลายชั้น



รูปที่ A2.14 การติดตั้งปั๊มน้ำบาดาล

A2.3 ปั๊มสำหรับเฮดขนาดกลาง

ปั๊มสำหรับเฮดขนาดกลางส่วนใหญ่จะใช้ใบพัดแบบ Mixed Flow ถ้าเป็นแบบเพลานอนจะให้เฮดได้ไม่เกิน 12 เมตร แต่ถ้าเป็นแบบเพลาตั้งจะให้เฮดได้ 20 เมตรหรือมากกว่า

(1) ปั๊มหอยโข่งแบบเพลานอน ใบพัดแบบ Mixed Flow

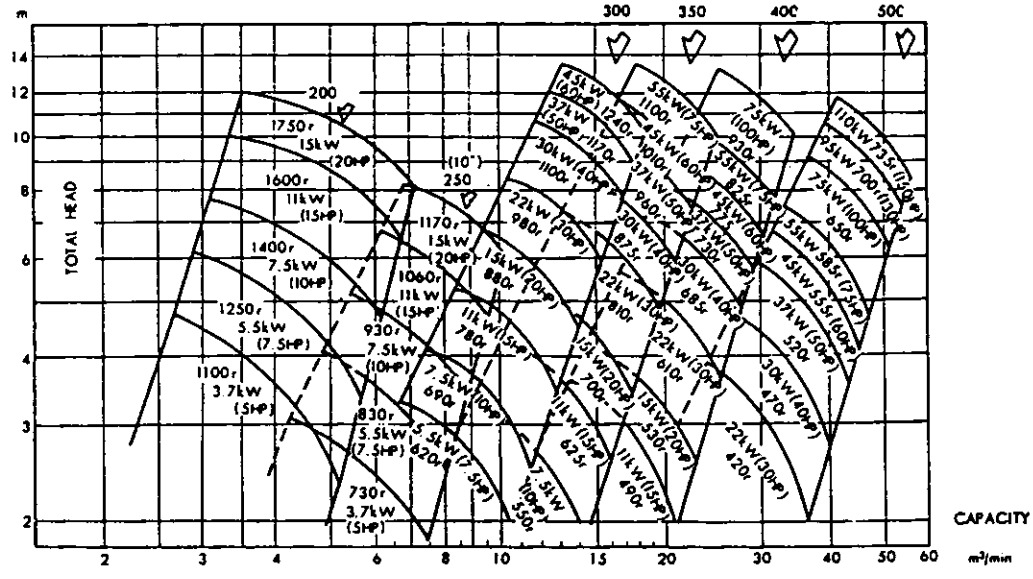
(Horizontal Shaft Volute Type Mixed Flow Pump)

ก. โครงสร้าง : ใบพัดแบบ Mixed Flow จะติดตั้งกับปลายด้านหนึ่งของเพลา น้ำหนักของใบพัดและเพลาจะรองรับโดยรองลื่นสองชุดซึ่งอยู่ภายนอกเรือนปั๊ม ทิศทางของท่อจ่ายจะอยู่ในแนวนอนหรือแนวดิ่งและตั้งฉากกับแนวแกนของเพลา

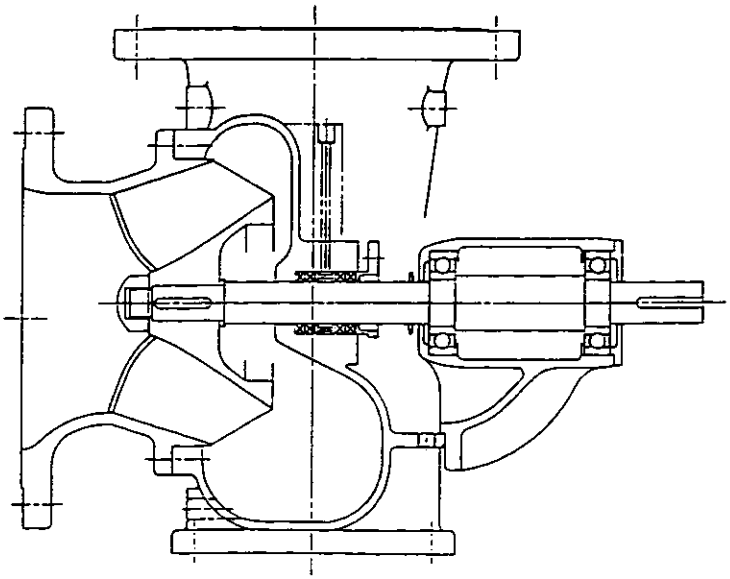
ข. ขอบเขตการทำงาน : ปั๊มประเภทนี้จะมีขนาดสูงสุด 500 มิลลิเมตร ให้เฮดสูงสุด 12 เมตร เมื่อความเร็วรอบของต้นกำลังไม่ตรงกับความเร็วรอบที่ต้องใช้กับปั๊ม การส่งกำลังมักจะใช้สายพานรูปตัววี

ค. ลักษณะเฉพาะ : มีส่วนประกอบที่ไม่ยุ่งยากและง่ายต่อการบำรุงรักษา เฮดและกำลังงานที่ต้องการเมื่อปิดวาล์วสนิทขณะกำลังเดินเครื่อง (Shut-off head and shut-off power) จะมีค่าน้อย ทำให้การเปิด-ปิดปั๊มทำได้ง่าย

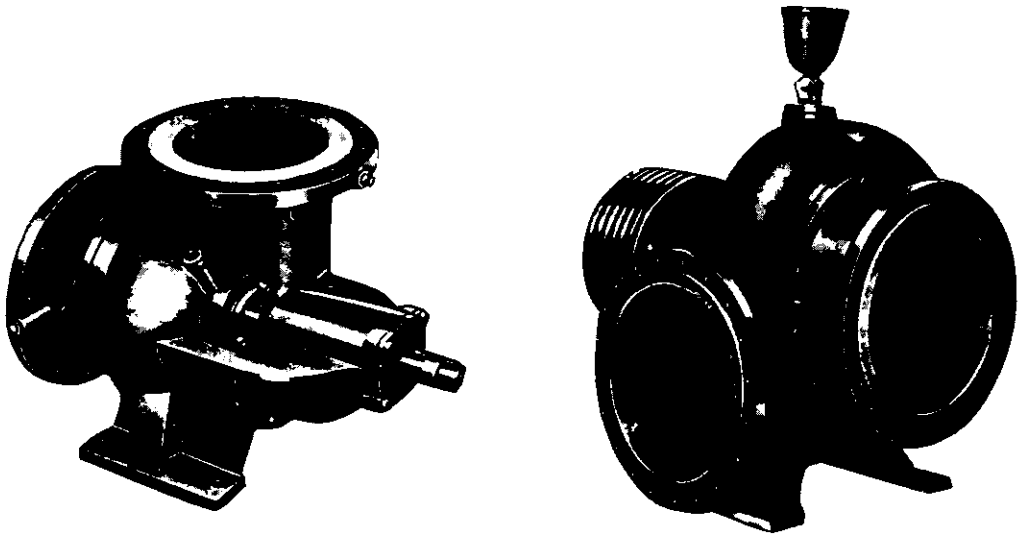
ง. งานที่ใช้ : งานชลประทาน งานระบายน้ำ และในกระบวนการทางอุตสาหกรรม



รูปที่ A2.15 ตัวอย่างแผนภาพสำหรับเลือกใช้ปั๊มหอยโข่งแบบเพลานอน ใบพัดแบบ Mixed Flow



รูปที่ A2.16 ตัวอย่างรูปตัดของปั๊มหอยโข่งแบบเพลานอน ใบพัดแบบ Mixed Flow



รูปที่ A2.17 รูปถ่ายของปั๊มหอยโข่งแบบเพลานอน ใบพัดแบบ Mixed Flow

(2) ปั๊มหอยโข่งแบบเพลาตั้ง ใบพัดแบบ Mixed Flow

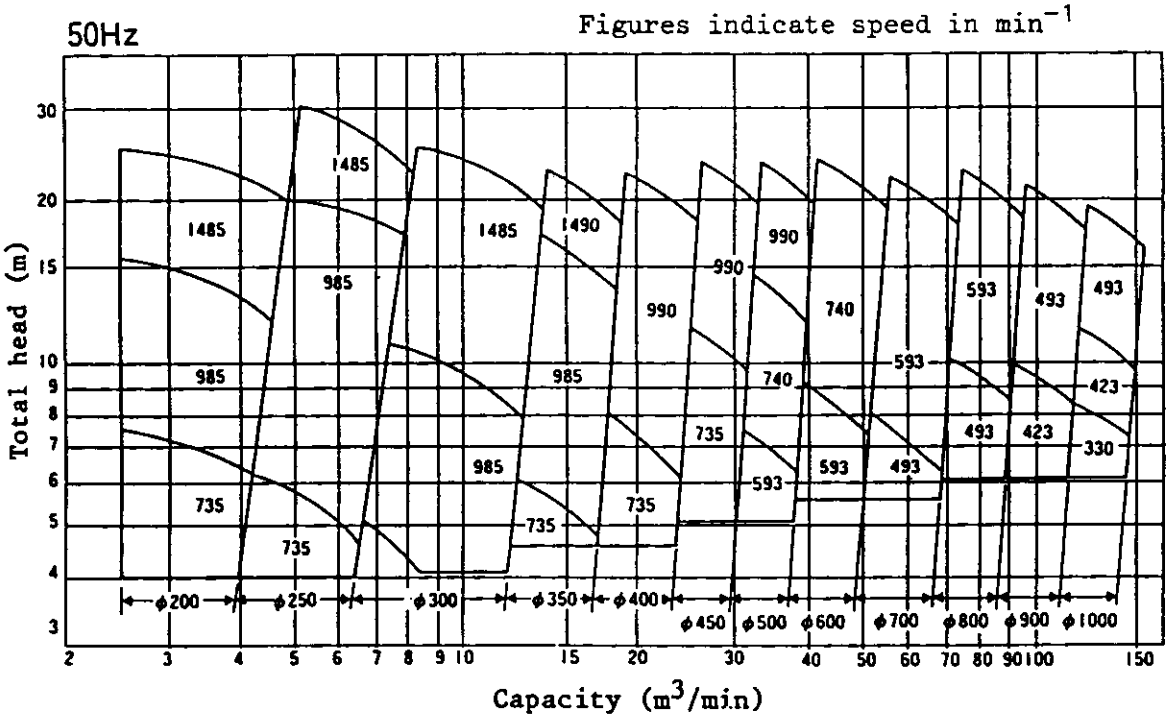
(Vertical Shaft Volute Type Mixed Flow Pump)

ก. **โครงสร้าง** : ใบพัดแบบ Mixed Flow จะติดตั้งไว้ที่ปลายด้านล่างของเพลาซึ่งรองรับด้วยรองลื่นภายนอก ปั๊มประเภทนี้ออกแบบไว้ให้เหมาะกับการติดตั้งแบบบ่อแห้งซึ่งมอเตอร์จะอยู่ที่ชั้นบนของโรงสูบ

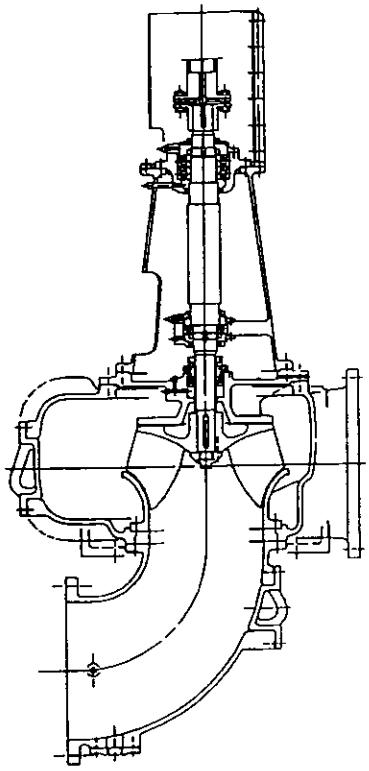
ข. **ขอบเขตการทำงาน** : รุ่นมาตรฐานจะมีขนาดใหญ่ได้สูงถึง 700 มิลลิเมตรให้เฮดได้สูง 20 เมตร อย่างไรก็ตาม ปั๊มชนิดนี้อาจมีขนาดใหญ่ได้มากถึง 2,000 มิลลิเมตรถ้าเป็นการสั่งทำพิเศษ

ค. **ลักษณะเฉพาะ** : มีคุณสมบัติที่ดีกว่าเมื่อเปรียบเทียบกับแบบที่มีครีบผันน้ำ เมื่อใช้กับงานกำจัดน้ำเสีย ช่องทางเดินของน้ำภายในเรือนปั๊มจะได้รับการออกแบบให้ไม่มีการอุดตัน

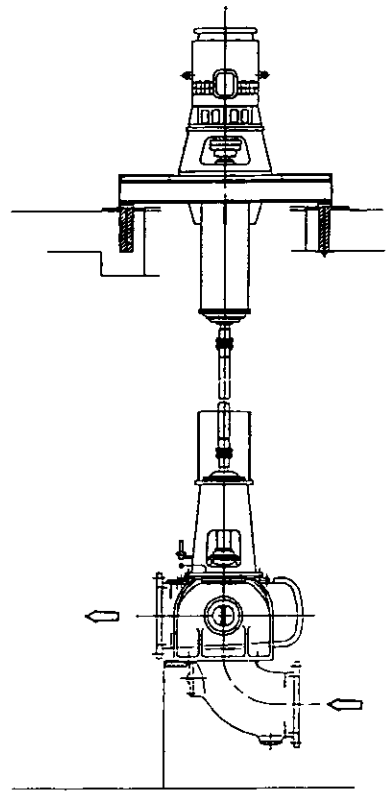
ง. **งานที่ใช้** : งานประปา งานชลประทาน งานกำจัดน้ำเสีย และงานระบายน้ำ



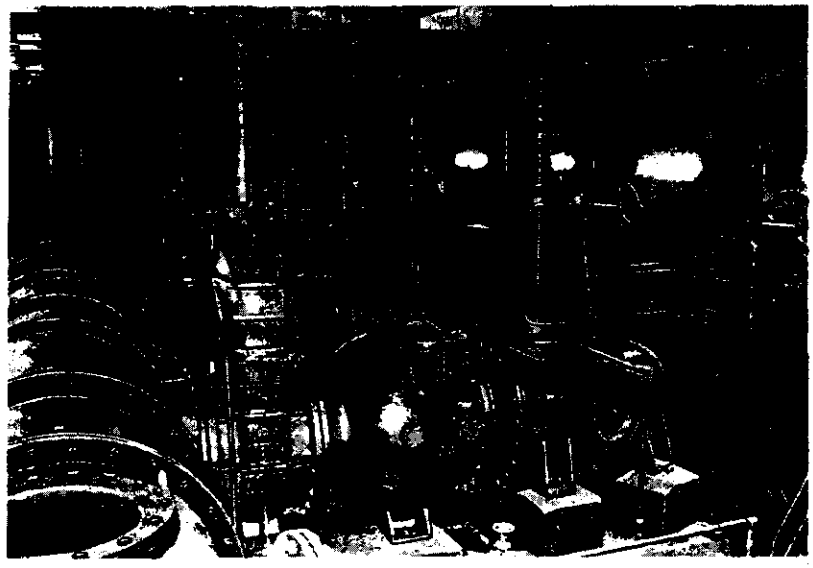
รูปที่ A2.18 แผนภาพสำหรับเลือกปั๊มสำหรับงานกำจัดน้ำเสีย สำหรับกระแสไฟฟ้า 50 Hz



รูปที่ A2.19 ตัวอย่างของรูปตัด



รูปที่ A2.20 ตัวอย่างของการติดตั้งแบบบ่อแห้ง



รูปที่ A2.21 รูปถ่ายของปั๊มหอยโข่งแบบเพลาตั้ง ใบพัดแบบ Mixed Flow

(3) ปั๊มเพลาตั้งแบบมีครีบผันน้ำ ใบพัดแบบ Mixed Flow

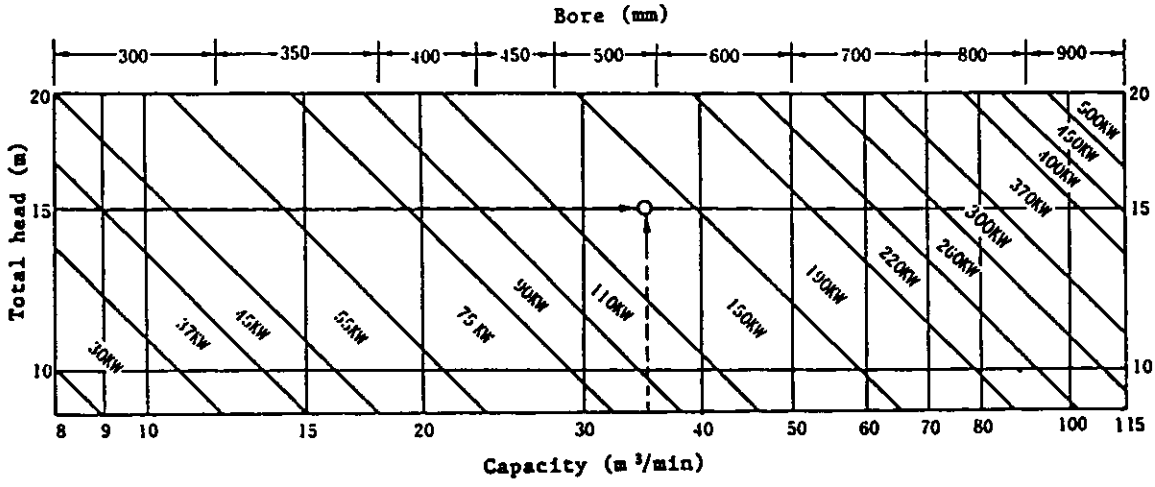
(Vertical Shaft Diffuser Casing Mixed Flow Pump)

ก. โครงสร้าง : ใบพัดจะถูกขับเคลื่อนโดยเพลาซึ่งเจาะทะลุผ่านข้องอของปลายท่อจ่าย ผ่านศูนย์กลางของท่อจ่ายซึ่งอยู่ในแนวดิ่ง และเรือนปั๊มซึ่งมีครีบผันน้ำ รองลื่นที่ใช้จะทำจากยาง สังเคราะห์หรือกระเบื้อง (Ceramic) และหล่อลื่นด้วยน้ำสะอาดซึ่งทำให้สามารถใช้งานได้น้ำได้ แรงรุนในแนวแกนของเพลาจะรองรับโดยมอเตอร์ที่เป็นต้นกำลัง

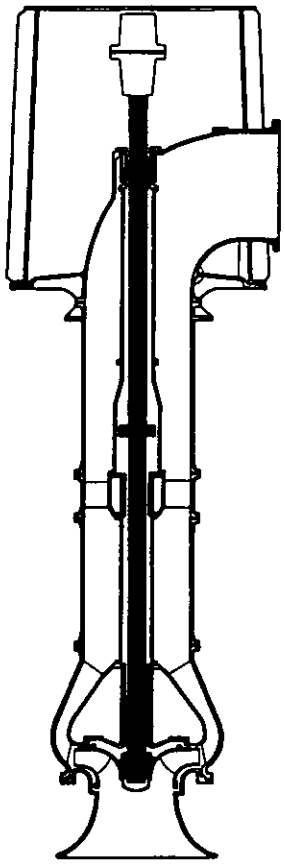
ข. ขอบเขตการทำงาน : ได้แสดงไว้ในรูปที่ A2.22 ซึ่งครอบคลุมขนาดตั้งแต่ 300 ถึง 900 มิลลิเมตร และเฮดสูงถึง 20 เมตร ถ้าเป็นการใช้ใบพัดหลายชั้นจะทำให้สามารถเพิ่มเฮดได้สูงถึง 150 เมตร

ค. ลักษณะเฉพาะ : ใช้สำหรับการติดตั้งแบบบ่อเปียก (Wet Pit) การสตาร์ตทำได้ง่ายและปลอดภัยจากปัญหาคาวิเตชั่น บางแบบติดตั้งปั๊มไว้ในถังปิดเพื่อใช้ทำหน้าที่เพิ่มความดัน ในกรณีที่เฮดเกิน 20 เมตร ปั๊มหอยโข่งซึ่งใบพัดเป็นแบบ Radial Flow จะให้ประสิทธิภาพที่ดีกว่า

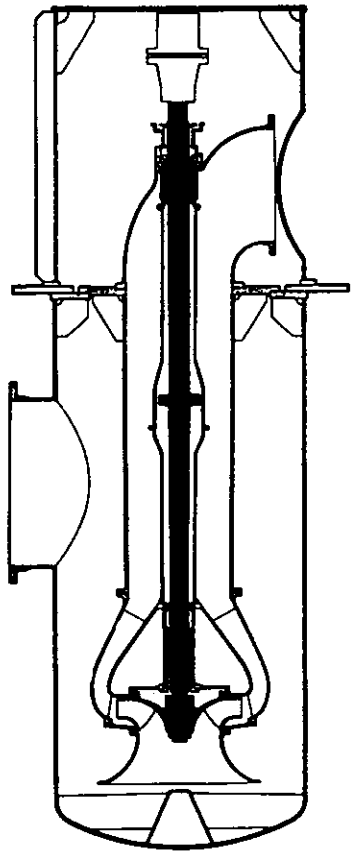
ง. งานที่ใช้ : การสูบและส่งน้ำ การส่งน้ำชลประทานผ่านท่อ งานเพิ่มความดันในท่อ ถ้าเป็นการติดตั้งในถังปิด



รูปที่ A2.22 ตัวอย่างแผนภาพเพื่อการเลือกปั๊มเพลาตั้งแบบมีครีบผันน้ำ ใบพัดแบบ Mixed Flow



รูปที่ A2.23 รูปตัดของปั๊ม



รูปที่ A2.24 เมื่อเป็นการติดตั้งในถัง เพื่อใช้ในงานเพิ่มความดัน

A2.4 ปั๊มสำหรับเฮดต่ำ

โดยทั่วๆ ไปปั๊มเฮดต่ำจะใช้สำหรับงานที่มีอัตราการสูบสูงซึ่งมักจะใช้ใบพัด Mixed Flow หรือ Axial Flow เท่านั้น สำหรับงานสูบน้ำขนาดใหญ่มักจะเลือกใช้ปั๊มซึ่งขับเคลื่อนโดยเพลาตั้งเพื่อตัดปัญหาเรื่อง NPSH และพื้นที่ที่ต้องการสำหรับติดตั้ง บางครั้งอาจจะใช้ตัวเรือนปั๊มที่เป็นคอนกรีตกับปั๊มที่มีขนาดใหญ่มากเพื่อที่จะประหยัดราคาค่าก่อสร้าง ปั๊มเฮดต่ำที่จะกล่าวถึงในที่นี้คือ

1. ปั๊มเฮดต่ำซึ่งใบพัดเป็นแบบ Mixed Flow - เพลาอยู่ในแนวนอนและแนวตั้ง
2. ปั๊มเฮดต่ำซึ่งใบพัดเป็นแบบ Axial Flow - เพลาอยู่ในแนวนอนและแนวตั้ง

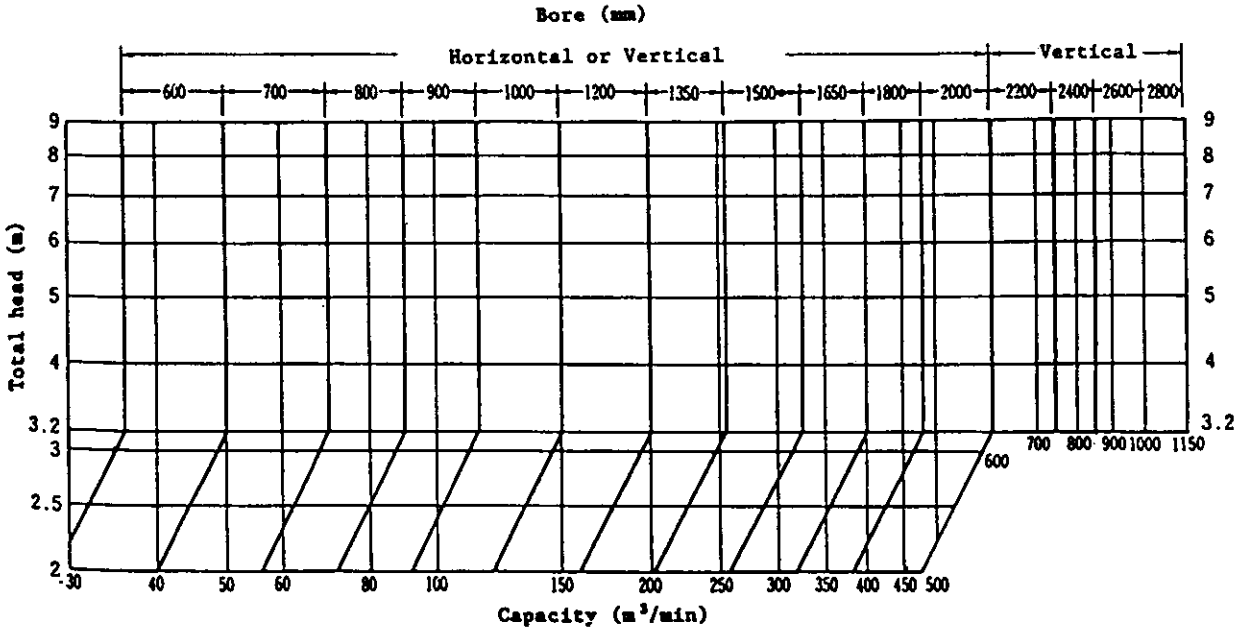
(1) ปั๊มเฮดต่ำใบพัดแบบ Mixed Flow

ก. โครงสร้าง : ปกติจะใช้ใบพัดแบบเปิด ถ้าเป็นแบบเพลานอนตัวเรือนปั๊มจะเปิดออกได้ในแนวราบซึ่งจะทำให้สะดวกต่อการบำรุงรักษา ตัวเพลาและใบพัดจะรองรับโดยรองลื่นซึ่งอยู่ภายนอก และรองลื่นจะเป็นแบบใช้งานใต้น้ำได้ ถ้าเป็นแบบเพลาตั้งก็จะมีลักษณะคล้ายคลึงกับปั๊มที่มีเฮดขนาดกลางและตัวเรือนมีครีบผันน้ำ สำหรับปั๊มขนาดใหญ่แรงรุนตามแนวแกนของเพลาจะรองรับโดยตันกำลังซึ่งติดตั้งไว้ที่ยอดของเพลา

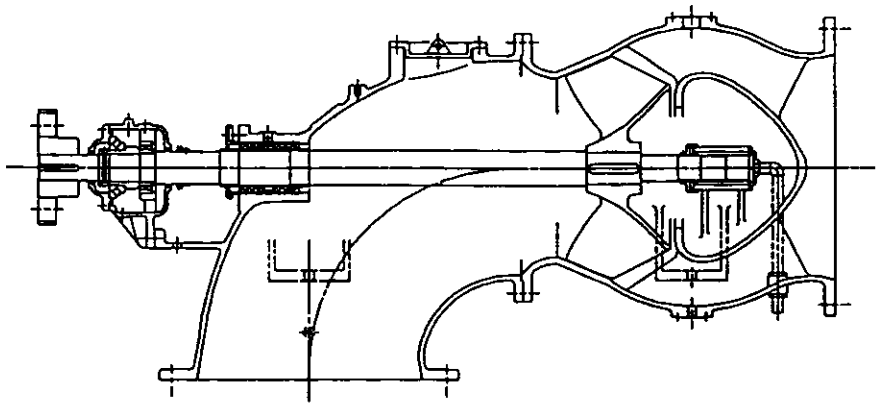
ข. ขอบเขตการทำงาน : ขอบเขตการทำงานที่กำหนดโดยผู้ผลิตทั่วๆ ไป จะแสดงไว้ในรูปที่ A2.25 ซึ่งใช้ได้กับทั้งกรณีที่เป็นเพลานอนและเพลาตั้ง แต่ถ้าเป็นแบบเพลานอนจะใช้กับเฮดขนาดไม่เกิน 5 ถึง 7 เมตร

ค. ลักษณะเฉพาะ : ถ้าเปรียบเทียบกับแบบที่ใช้ใบพัด Axial Flow สมรรถนะในการทำงานจะดีกว่าตลอดช่วงกว้างของอัตราการสูบ กำลังงานที่ต้องการจะไม่เปลี่ยนแปลงมากเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงอัตราการสูบ ทำให้สามารถสตาร์ตปั๊มเมื่อมีการปิดวาล์วทางด้านจ่ายสนิท (Shut-off) ได้

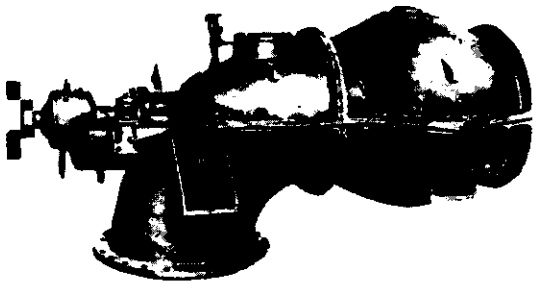
ง. งานที่ใช้ : งานสูบน้ำดิบของการประปา งานชลประทาน งานระบายน้ำฝน งานหล่อเย็นของโรงจักรพลังงานความร้อนเพื่อผลิตกระแสไฟฟ้า ฯลฯ



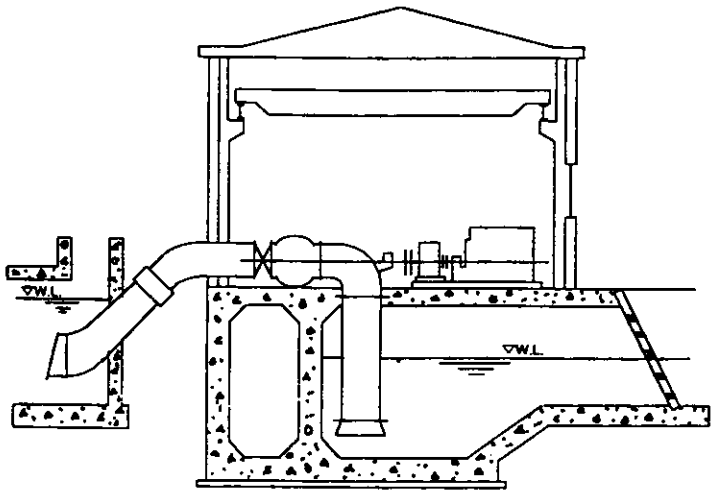
รูปที่ A2.25 แผนภาพแสดงขอบเขตการทำงานของปั๊มเฮดต่ำ ใบพัดแบบ Mixed Flow



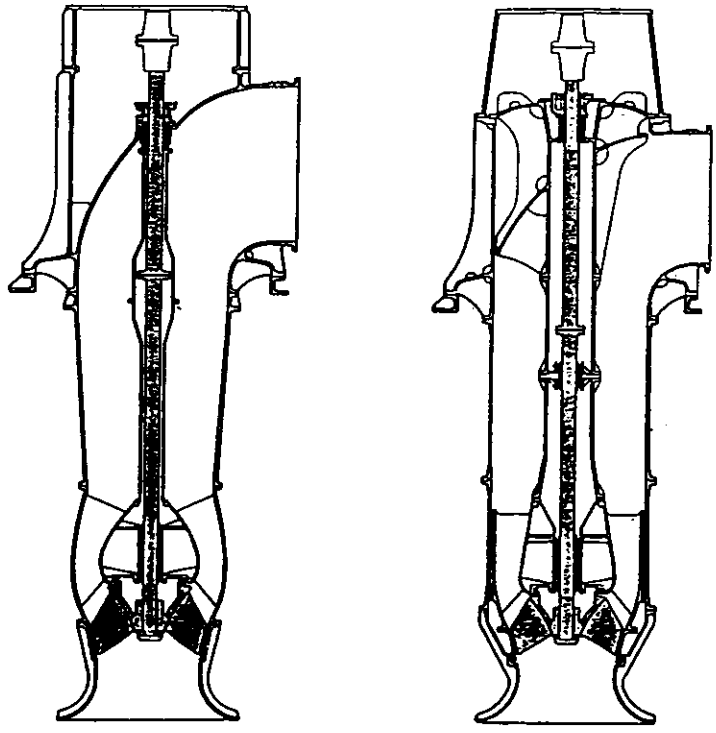
รูปที่ A2.26 รูปตัดของปั๊มเพลานอน ใบพัดแบบ Mixed Flow



รูปที่ A2.27 รูปถ่ายด้านนอกของปั๊มเพลานอนใบพัดแบบ Mixed Flow



รูปที่ A2.28 การติดตั้งปั๊มเพลานอน ใบพัดแบบ Mixed Flow



รูปที่ A2.29 รูปตัดของปั๊มเพลาตั้ง เฮดต่ำ ใบพัดแบบ Mixed Flow

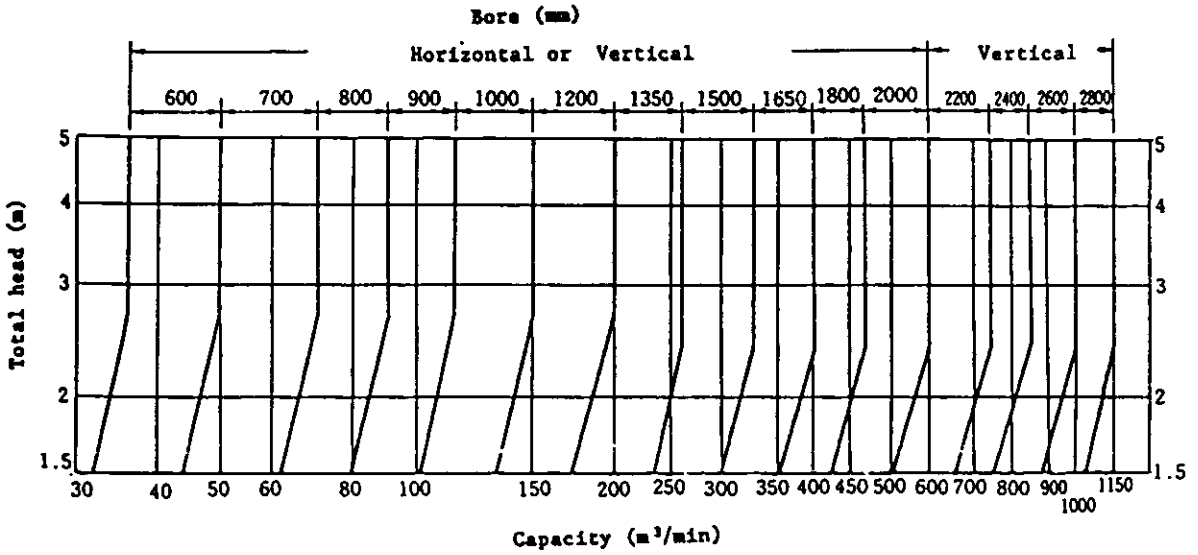
(2) ปั๊มเฮดต่ำ ใบพัดแบบ Axial Flow

ก. โครงสร้าง : รูปร่างลักษณะโดยทั่วไปของปั๊มเฮดต่ำ ใบพัดแบบ Axial Flow จะคล้ายคลึงกับแบบที่มีใบพัดเป็นแบบ Mixed Flow จะผิดกันก็เพียงรูปร่างลักษณะของใบพัดและตัวเรือน บางครั้งปั๊มแบบนี้จะติดตั้งให้เอียงตามความลาดเทของตลิ่งเมื่อใช้กับงานสูบน้ำเพื่อการชลประทานและการระบายน้ำ

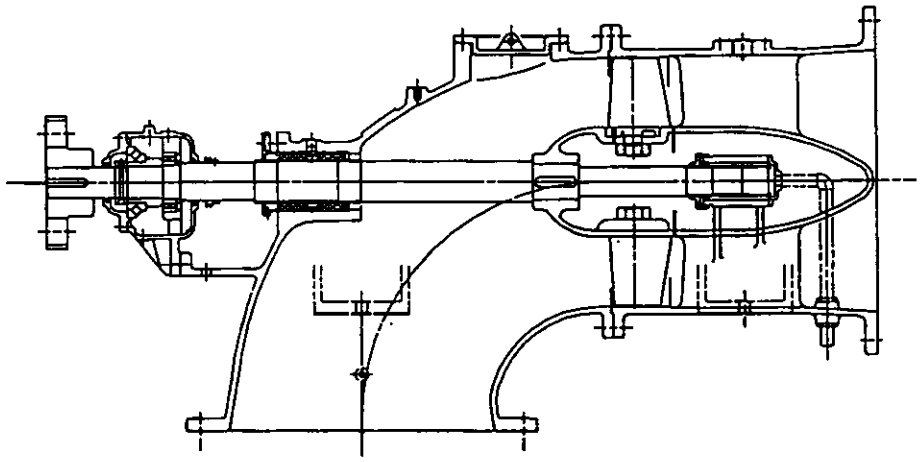
ข. ขอบเขตการทำงาน : ขอบเขตการทำงานโดยทั่วๆ ไป ทั้งแบบเพลานอนและเพลาตั้งแสดงไว้ในรูปที่ A2.30 ในกรณีที่เป็นเพลานอนจะใช้กับเฮดที่สูงไม่เกิน 3 ถึง 4 เมตร แบบเพลาตั้งมักจะใช้กับปั๊มที่มีขนาดใหญ่

ค. ลักษณะเฉพาะ : ขนาดของปั๊มจะกระทัดรัดกว่ากรณีที่ใบพัดเป็นแบบ Mixed Flow อย่างไรก็ตาม ปั๊มที่ใช้ใบพัด Axial Flow จะมีโอกาสเกิดคาวิเตชั่นได้ง่ายกว่า เมื่อมีการลดอัตราการสูบการทำงานจะไม่มั่นคง เมื่อมีการปิดวาล์วทางด้านจ่ายความต้องการพลังงานจะสูงขึ้นอย่างรวดเร็ว ดังนั้นช่วงที่กำหนดให้ปั๊มทำงานอัตราการสูบจะต้องไม่น้อยกว่า 60 เปอร์เซ็นต์ของค่าที่ระบุ ในกรณีที่เป็นปั๊มขนาดใหญ่ จะมีใบพัดชนิดปรับมุมได้ให้เลือกใช้ปรับอัตราการสูบ

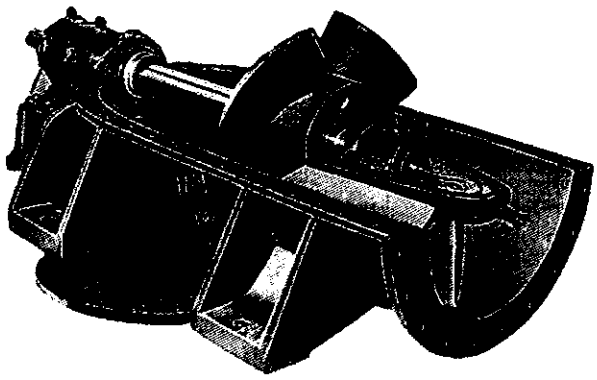
ง. งานที่ใช้ : งานระบายน้ำ งานชลประทาน งานสูบน้ำในอุตสาหกรรม ฯลฯ



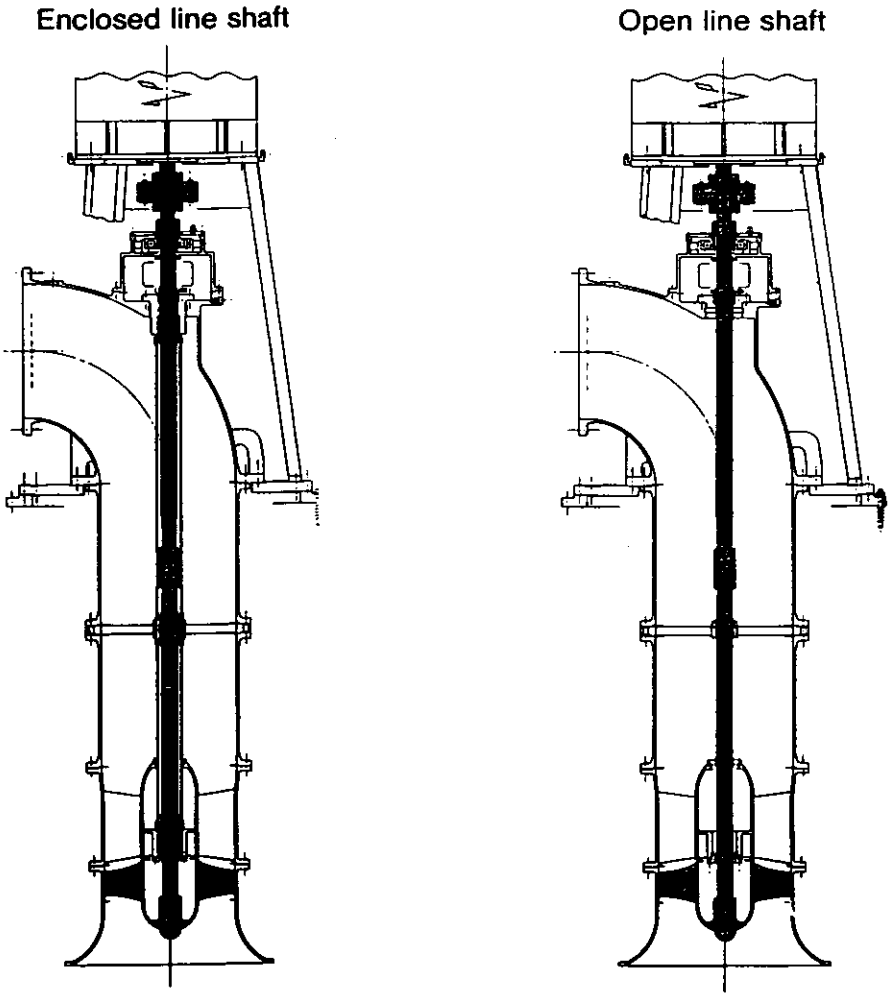
รูปที่ A2.30 ขอบเขตการทำงานของปั๊มเฮดต่ำ ใบพัดแบบ Axial Flow



รูปที่ A2.31 รูปตัดของปั๊มเพลานอน ใบพัดแบบ Axial Flow



รูปที่ A2.32 ปั๊มเฮดต่ำแบบเพลานอน ใบพัดแบบ Axial Flow (เปิดฝาด้านบน)



รูปที่ A2.33 รูปตัดของปั๊มเฮดต่ำ เพลาตั้ง ใบพัดแบบ Axial Flow

A2.5 ปั๊มจุ่มที่ต้นกำลังเป็นมอเตอร์

ปัจจุบันได้มีการนำปั๊มจุ่มซึ่งเรือนของมอเตอร์หล่อเป็นชิ้นเดียวกันกับเรือนปั๊มมาใช้กันอย่างแพร่หลายในงานกำจัดน้ำเสีย งานระบายน้ำ และใช้ในการเกษตรอื่นๆ ปั๊มขนาดเล็กซึ่งเคลื่อนย้ายได้ง่ายนิยมนำมาใช้ในงานระบายน้ำในบ่อก่อสร้าง มอเตอร์ที่ใช้ส่วนใหญ่จะเป็นแบบแห้งซึ่งมีอากาศล้อมรอบ ยกเว้นกรณีที่เป็นมอเตอร์ที่ใช้กับปั๊มน้ำบาดาล ซึ่งจะมีกันรั่วเชิงกล (Mechanical Seal) สองชั้นและมีน้ำมันหล่อเลี้ยงตรงกลางคอยป้องกันไม่ให้น้ำไหลเข้าไปสู่ตัวมอเตอร์ ปั๊มจุ่มได้รับความนิยมมากเนื่องจากติดตั้งได้ง่ายและใช้งานสะดวก

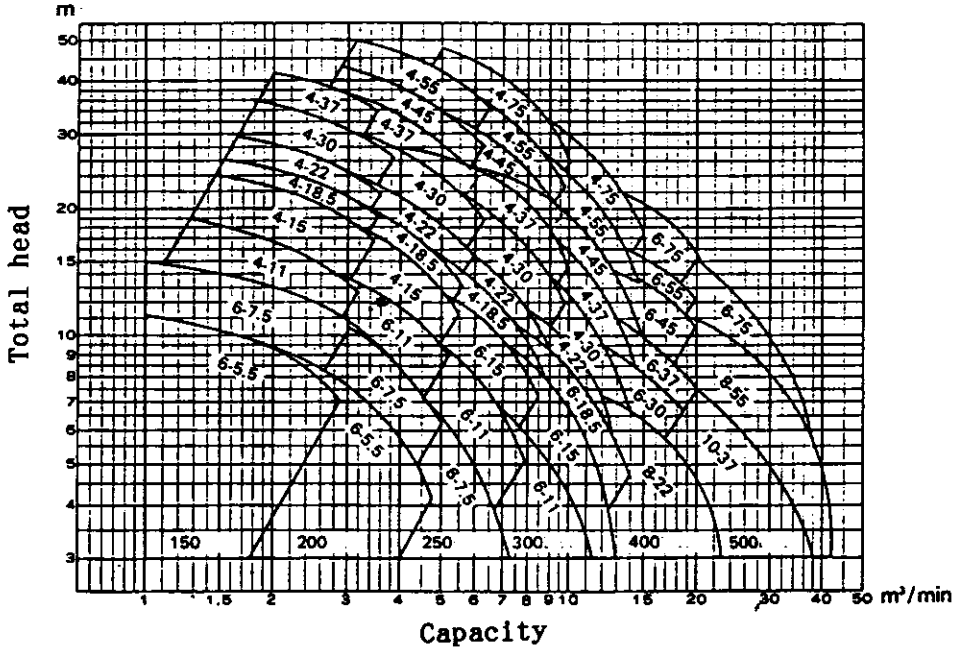
(1) ปั๊มน้ำเสียแบบหอยโข่ง (Volute Type Sewage Pump)

ก. โครงสร้าง : ตัวเรือนปั๊มซึ่งมีลักษณะเป็นหอยโข่งจะติดตั้งโดยตรงเข้ากับตัวเรือนของมอเตอร์ ใบพัดจะติดตั้งที่ปลายของเพลามอเตอร์ สำหรับปั๊มขนาดกลางตัวปั๊มและมอเตอร์จะติดตั้งอยู่กับท่อจ่ายซึ่งเป็นข้องอและข้อต่อซึ่งถอดออกจากกันได้ดังรูปที่ A2.35

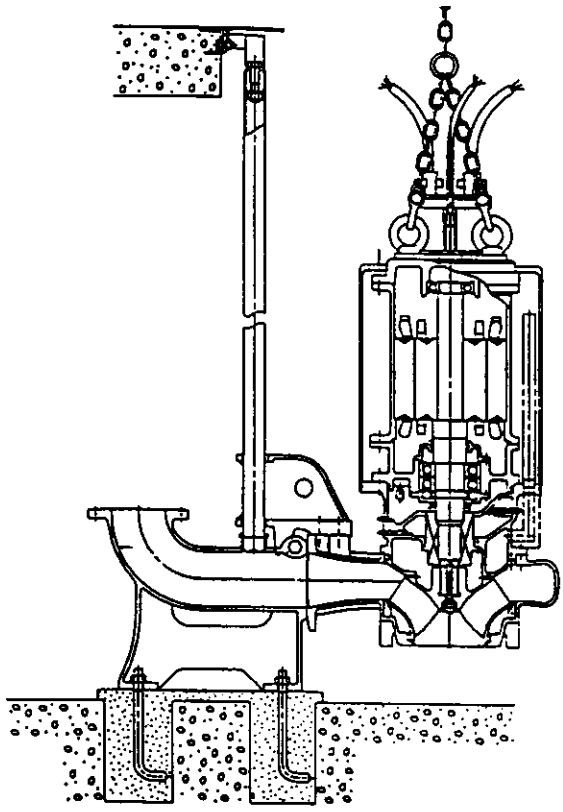
ข. ขอบเขตการทำงาน : ปั๊มชนิดนี้จะมีขนาดมาตรฐานที่โตสุด 500 มิลลิเมตรและจะให้เฮดขนาดปานกลาง

ค. ลักษณะเฉพาะ : ช่องทางการไหลภายในจะถูกออกแบบให้มีของแข็งไหลผ่านได้โดยไม่อุดตันเมื่อใช้สูบน้ำโสโครก ถ้าตัวเรือนมอเตอร์เป็นแบบระบายความร้อนด้วยอากาศ ปั๊มชนิดนี้ก็จะสามารถใช้ติดตั้งแบบบ่อแห้งได้

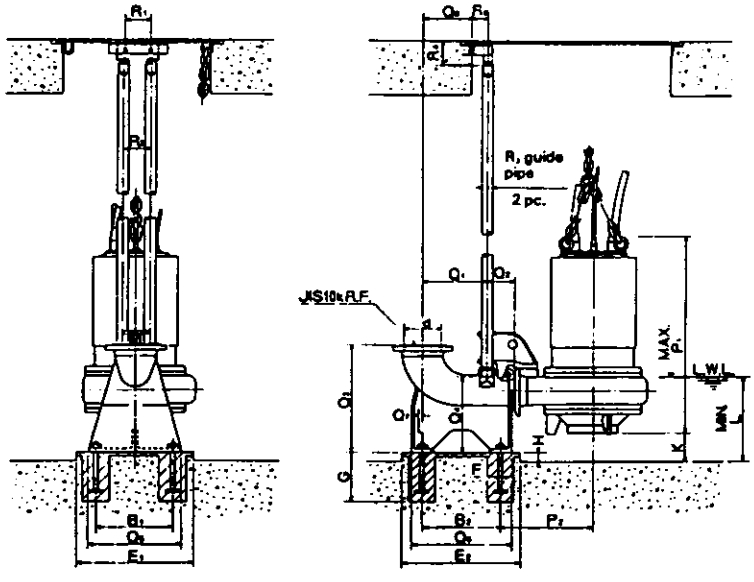
ง. งานที่ใช้ : งานสูบน้ำโสโครก งานกำจัดน้ำเสีย งานระบายน้ำ



รูปที่ A2.34 แผนภาพสำหรับเลือกใช้ปั๊มน้ำเสียแบบหอยโข่ง



รูปที่ A2.35 รูปตัดของปั๊มจุ่มและการติดตั้ง



รูปที่ A2.36 การติดตั้งปั๊มจุ่มในบ่อเปียก

(2) ปั๊มจุ่มแบบมีครีบผันน้ำ ใบพัดแบบ Mixed และ Axial Flow

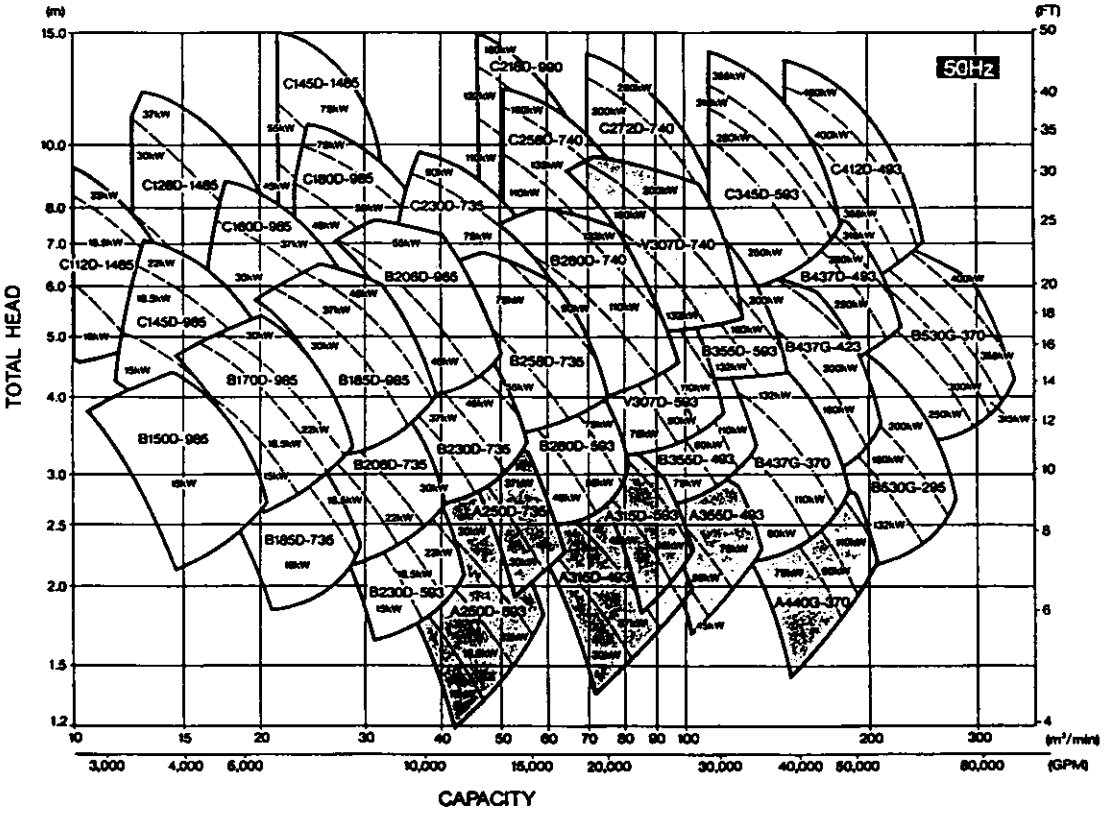
(Diffuser Type Mixed and Axial Flow Pumps)

ก. **โครงสร้าง** : ใบพัดแบบ Mixed Flow หรือ Axial Flow จะติดตั้งไว้ในเรือนปั๊มซึ่งมีครีบผันน้ำภายใน ตัวเรือนจะติดตั้งไว้กับมอเตอร์ซึ่งจุ่มน้ำได้ ตัวปั๊มและมอเตอร์ทั้งชุดจะติดตั้งไว้ภายในท่อซึ่งอยู่ในแนวดิ่ง ท่อดังกล่าวจะมีท่อจ่ายอยู่ด้วยเพื่อความสะดวกในการติดตั้งและถอดออก สายไฟที่ใช้กับมอเตอร์จะอยู่ในท่อซึ่งติดตั้งปั๊มและร้อยออกไปสู่ภายนอก ปั๊มชนิดนี้จะมีการติดตั้งเครื่องตรวจจับอุณหภูมิและการรั่วเอาไว้ด้วยเพื่อเป็นการป้องกันความเสียหาย น้ำหนักของตัวท่อซึ่งใช้ติดตั้งปั๊มจะรองรับโดยพื้นชั้นบนของบ่อสูบ

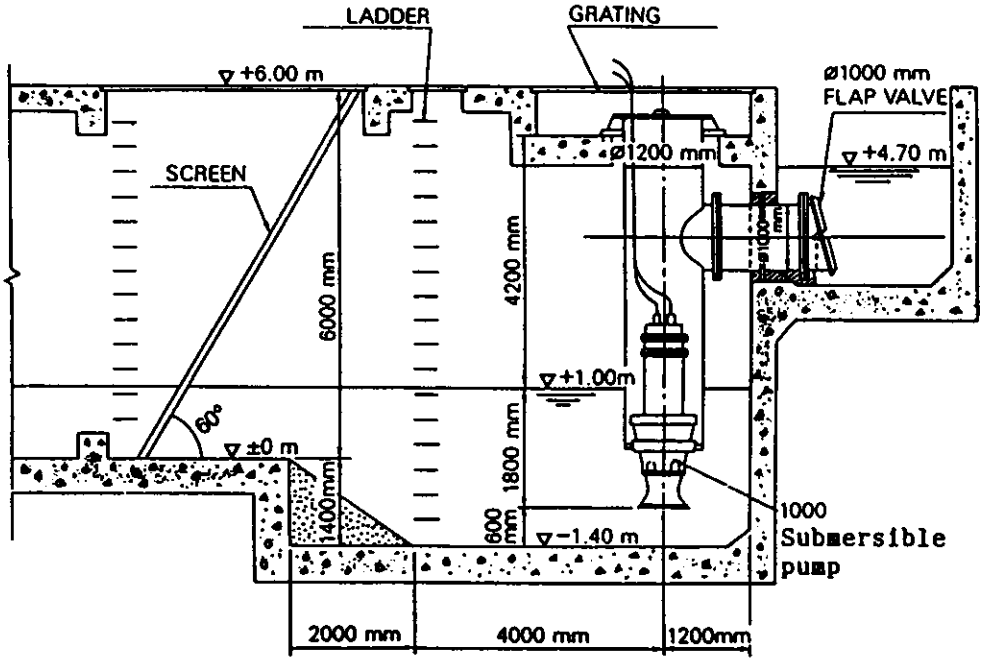
ข. **ขอบเขตการทำงาน** : ปั๊มขนาดกลางและขนาดใหญ่ที่มีจำหน่ายจะให้เฮดตั้งแต่ 1.5 ถึง 20 เมตร เฮดสูงสุดจะถูกจำกัดโดยขนาดของมอเตอร์แบบจุ่มซึ่งต้องใช้กับกระแสไฟแรงดันต่ำ

ค. **ลักษณะเฉพาะ** : ปั๊มชนิดนี้จะเหมาะกับการใช้งานที่มีอัตราการสูบสูงแต่เฮดต่ำ ซึ่งจะพบเสมอๆ ในงานระบายน้ำ เนื่องจากมีส่วนประกอบที่ไม่ยุ่งยากและมีมอเตอร์ติดตั้งมาพร้อม ดังนั้นจะสามารถติดตั้งใช้งานภายนอกอาคารได้โดยไม่จำเป็นต้องมีโรงสูบ

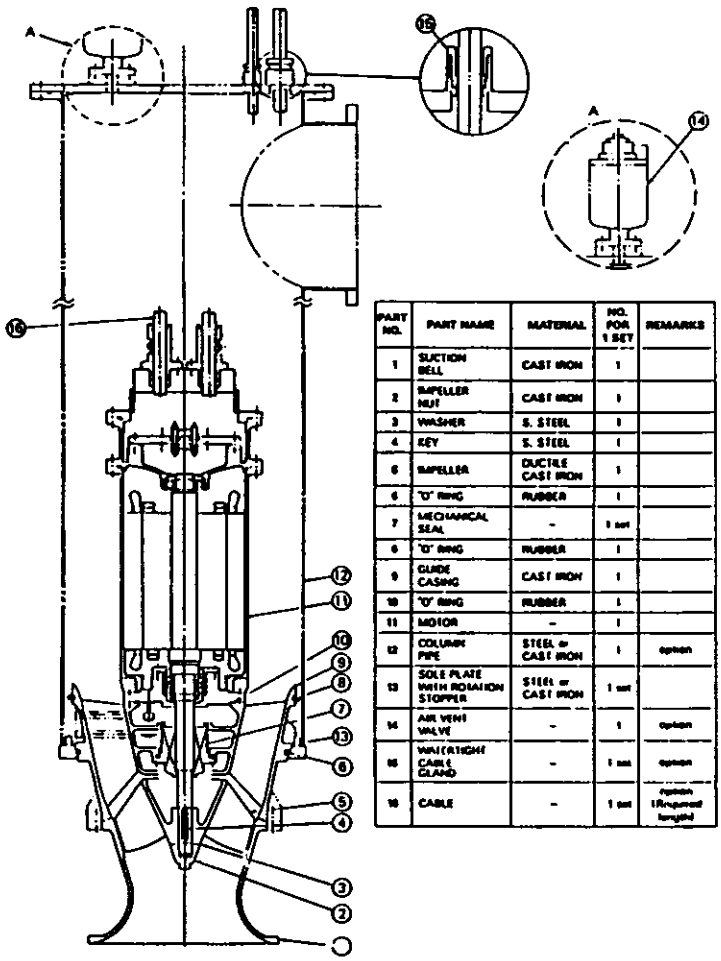
ง. **งานที่ใช้** : งานระบายน้ำฝน งานป้องกันน้ำท่วม และงานชลประทาน



รูปที่ A2.37 แผนภาพสำหรับเลือกปั๊มจุ่มแบบมีครีบผันน้ำ ใช้ไฟ 50 Hz



รูปที่ A2.38 ตัวอย่างการติดตั้งปั๊มจุ่มแบบมีครีบผันน้ำ



PART NO.	PART NAME	MATERIAL	NO. FOR 1 SET	REMARKS
1	SUCTION BELL	CAST IRON	1	
2	IMPELLER NUT	CAST IRON	1	
3	WASHER	S. STEEL	1	
4	KEY	S. STEEL	1	
5	IMPELLER	DUCTILE CAST IRON	1	
6	"O" RING	RUBBER	1	
7	MECHANICAL SEAL	-	1 set	
8	"O" RING	RUBBER	1	
9	GUIDE CASING	CAST IRON	1	
10	"O" RING	RUBBER	1	
11	MOTOR	-	1	
12	COLUMN PIPE	STEEL or CAST IRON	1	option
13	SOLE PLATE WITH ROTATION STOPPER	STEEL or CAST IRON	1 set	
14	AIR VENT VALVE	-	1	option
15	WATERTIGHT CABLE GLAND	-	1 set	option
16	CABLE	-	1 set	option (Required length)

รูปที่ A2.39 ตัวอย่างปั๊มจุ่มพร้อมท่อซึ่งใช้ติดตั้ง

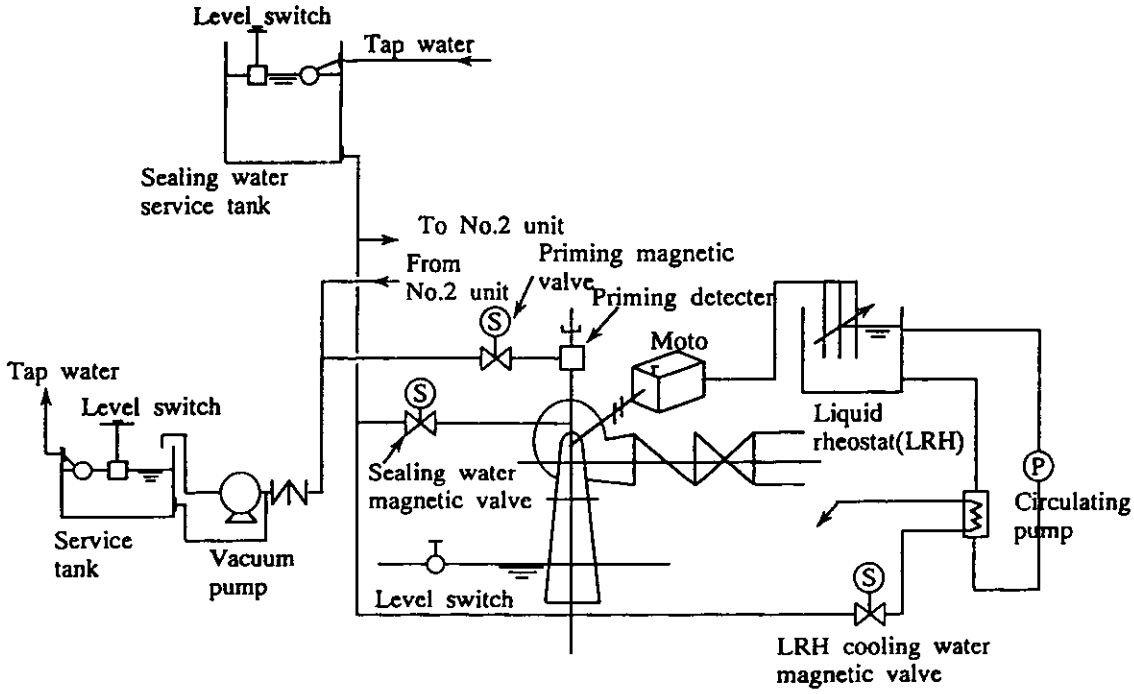
บันทึก

ภาคผนวกที่ 3

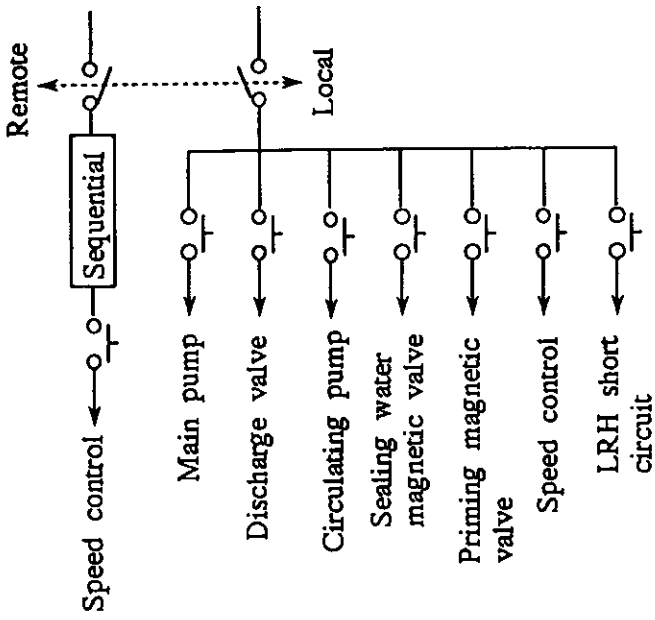
แผนภาพกระบวนการและเครื่องวัด ลำดับขั้นตอนและเครื่องวัดที่ใช้

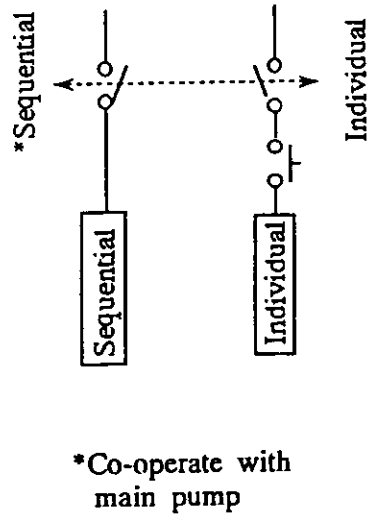
A3.1 ปั๊มเพลานอนขับเคลื่อนด้วยมอเตอร์ปรับความเร็วรอบได้

(1) แผนภาพกระบวนการและเครื่องวัด (P & I Diagram)



(2) แผนภาพการทำงาน

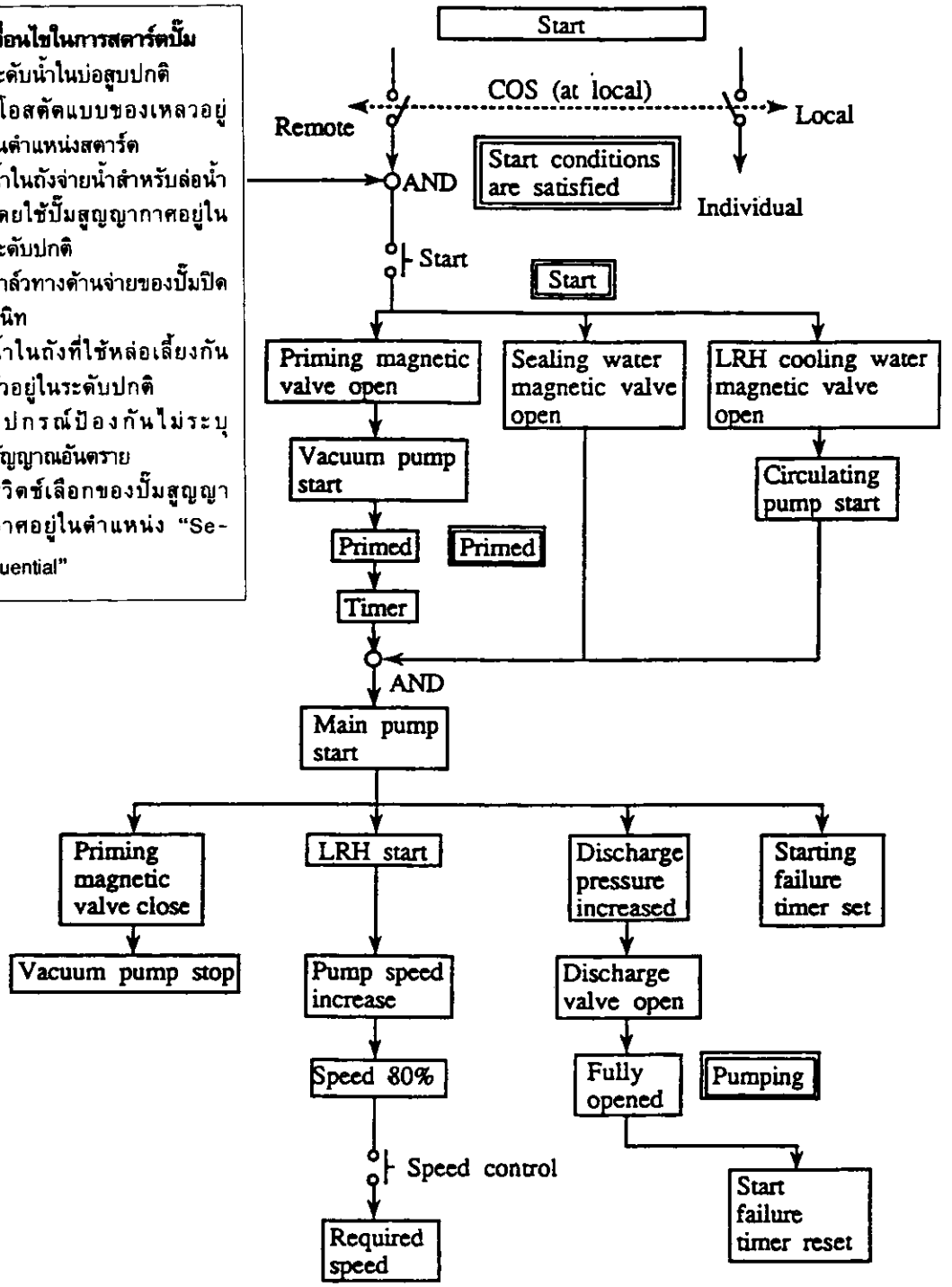




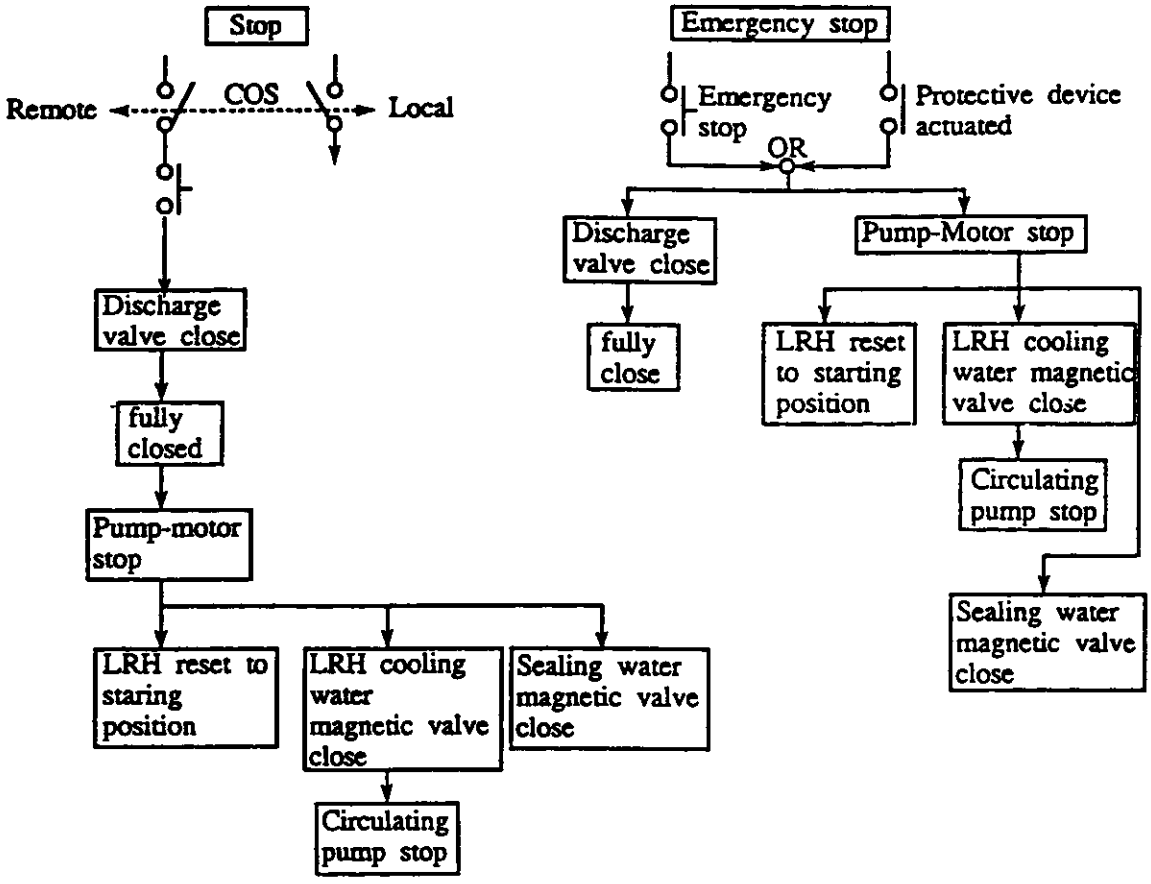
(3) แผนภาพลำดับขั้นตอน

เงื่อนไขในการสตาร์ตปั๊ม

1. ระดับน้ำในบ่อสูบปกติ
2. รีโอสตัดแบบของเหลวอยู่ในตำแหน่งสตาร์ต
3. น้ำในถังจ่ายน้ำสำหรับล่อน้ำโดยใช้ปั๊มสูญญากาศอยู่ในระดับปกติ
4. วาล์วทางด้านจ่ายของปั๊มปิดสนิท
5. น้ำในถังที่ใช้หล่อเลี้ยงกันรั่วอยู่ในระดับปกติ
6. อุปกรณ์ป้องกันไม่ระบุสัญญาณอันตราย
7. สวิตช์เลือกของปั๊มสูญญากาศอยู่ในตำแหน่ง "Sequential"



Note : Mark ▭ shows indicating lamp on control panel.



(4) การทำงานของอุปกรณ์ระบบป้องกัน

ก. ปัญหาร้ายแรง : ปั๊มหยุดทำงานโดยอัตโนมัติ กริ่งสัญญาณจะดัง

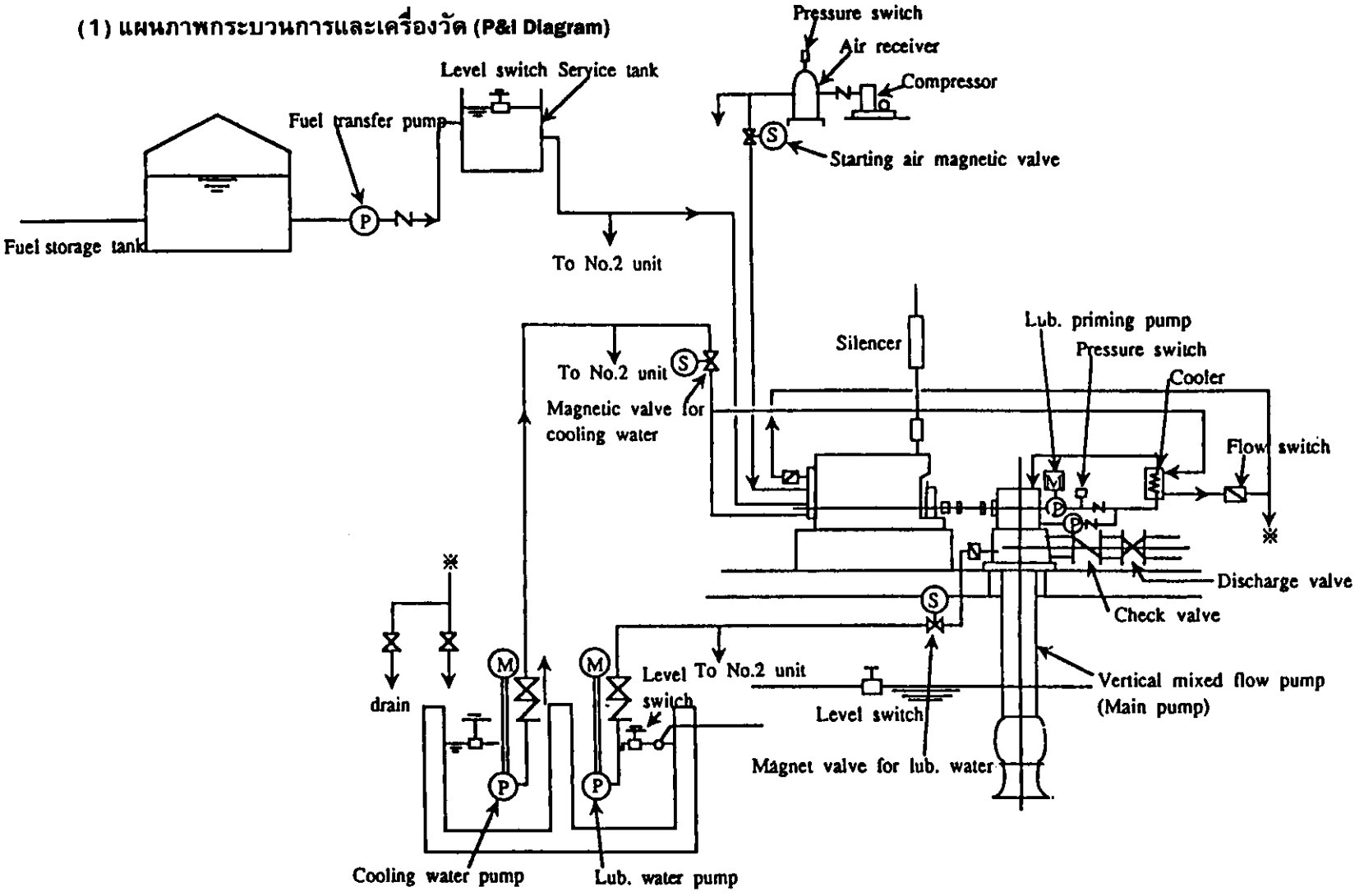
1. น้ำในบ่อสูบมีระดับผิดปกติ
2. การสตาร์ตล้มเหลว
3. มอเตอร์ทำงานเกินกำลัง
4. กระแสไฟฟ้าลัดวงจรลงดิน
5. อุณหภูมิของรองลื่นร้อนจัด
6. รีโอสตัดแบบของเหลวมีอุณหภูมิสูง

ข. ปัญหาไม่รุนแรง : ออดสัญญาณจะดัง

1. น้ำในถังสำหรับล่อน้ำมีระดับต่ำ
2. น้ำในถังสำหรับหล่อเลี้ยงกันรั่วมีระดับต่ำ
3. มีปัญหาที่วาล์วด้านจ่าย
4. มีปัญหาที่ปั๊มสูญญากาศ
5. มีปัญหาที่รีโอสตัดแบบของเหลว
6. ปั๊มน้ำสำหรับระบบระบายความร้อนมีปัญหา

A3.2 ปั๊มแบบเพลาตั้ง ต้นกำลังเป็นเครื่องยนต์

(1) แผนภาพกระบวนการและเครื่องวัด (P&I Diagram)

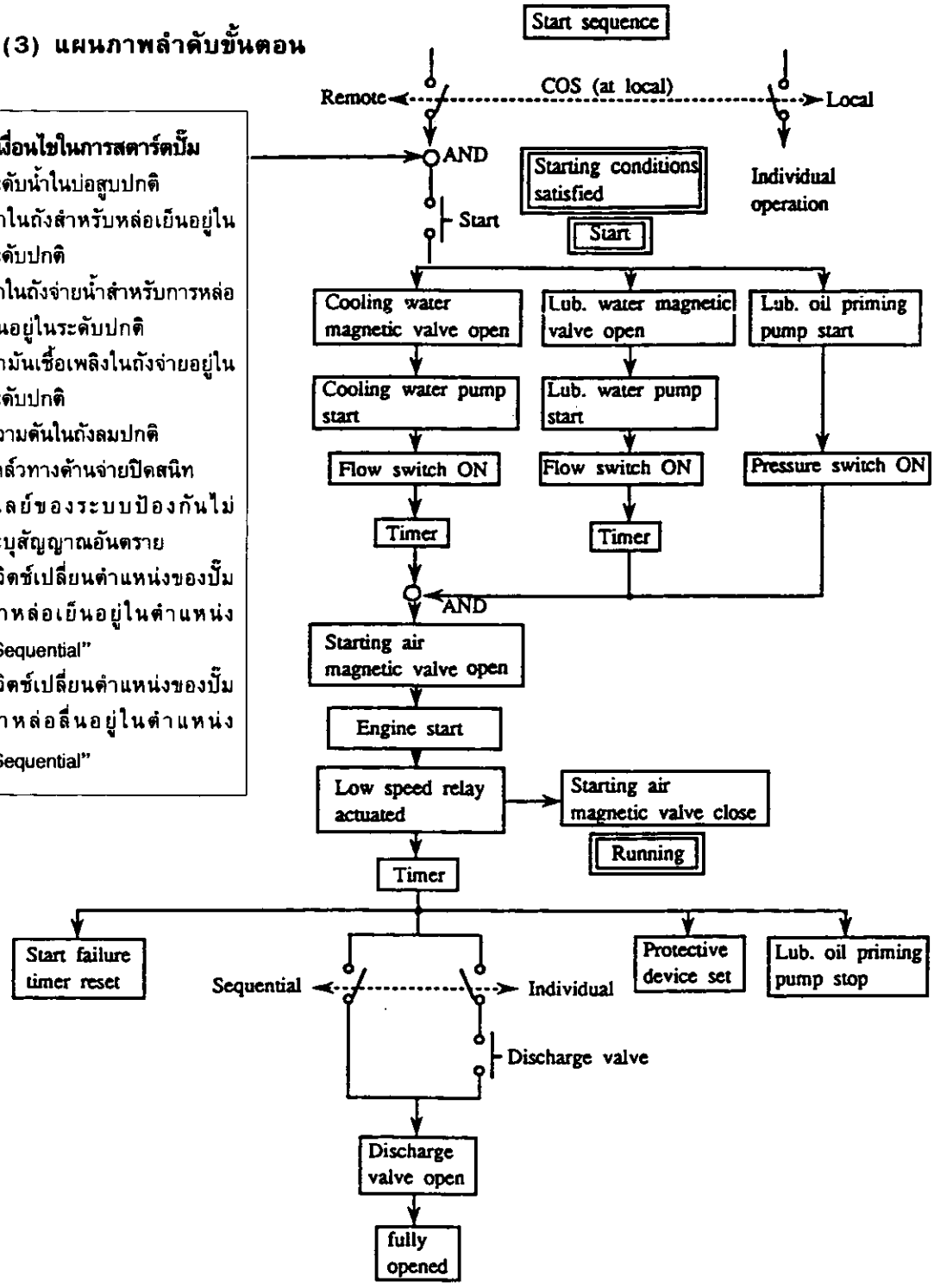


(2) แผนภาพการทำงาน
ก. ปั๊มประธาน
Remote
Local
Sequential
Individual
Discharge valve sequential
Discharge valve individual
Engine
Discharge valve
Magnetic valve for cooling water
Magnetic valve for lub. water
Lub. priming pump
ข. ปั๊มน้ำเพื่อการระบายความร้อนและหล่อลื่น
Sequential
Individual
No.1 unit
No.2 unit
ค. ปั๊มอัดอากาศและปั๊มน้ำมันเชื้อเพลิง
Auto
Manual
No.1 unit
No.2 unit
*ควบคุมอัตโนมัติโดยใช้สวิตช์ความดันหรือสวิตช์ลูกลอย

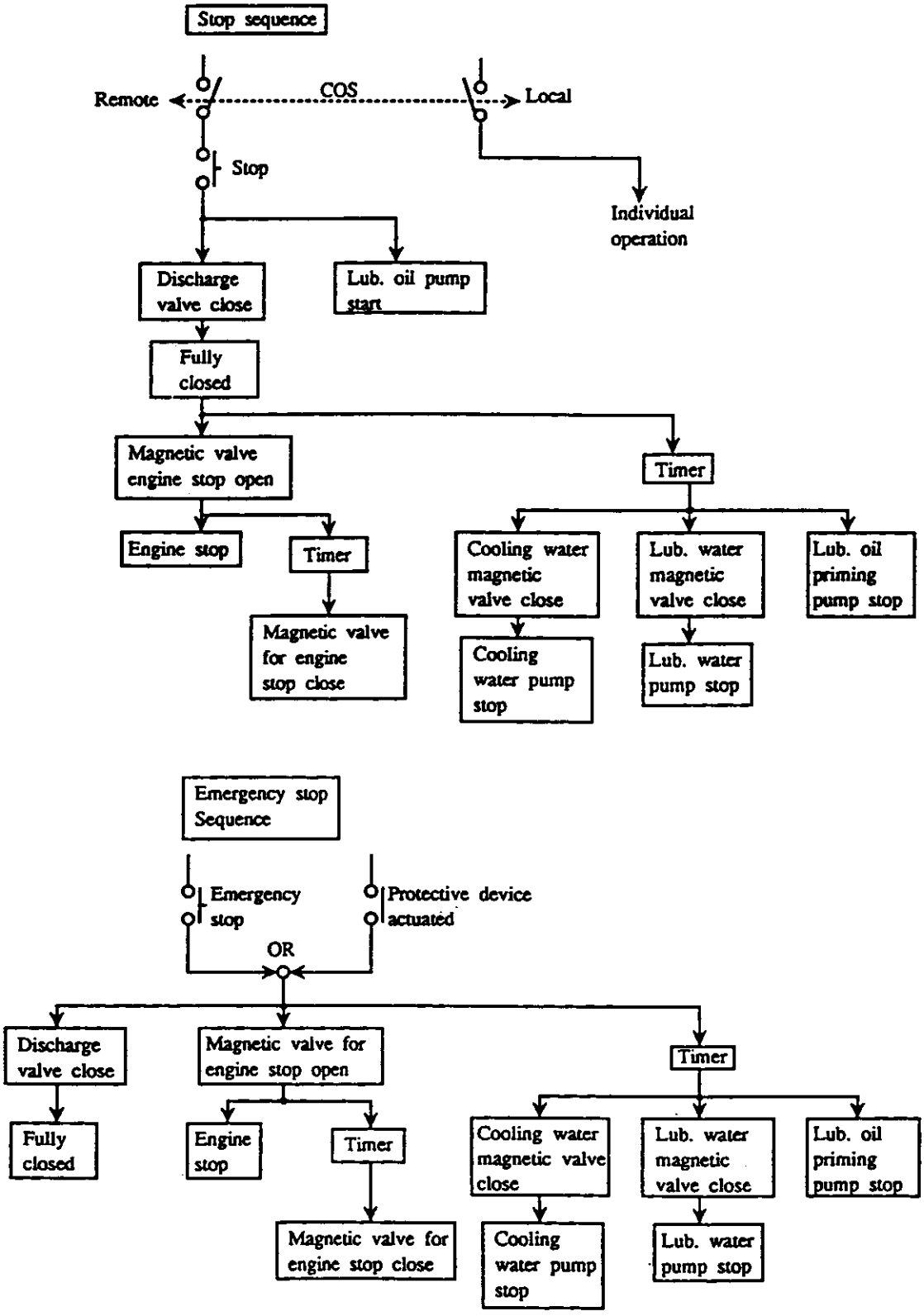
(3) แผนภาพลำดับขั้นตอน

เงื่อนไขในการสตาร์ตปั๊ม

1. ระดับน้ำในบ่อสูบปกติ
2. น้ำในถังสำหรับหล่อเย็นอยู่ในระดับปกติ
3. น้ำในถังจ่ายน้ำสำหรับการหล่อลื่นอยู่ในระดับปกติ
4. น้ำมันเชื้อเพลิงในถังจ่ายอยู่ในระดับปกติ
5. ความดันในถังลมปกติ
6. วาล์วทางด้านจ่ายปิดสนิท
7. รีเลย์ของระบบป้องกันไม่ระบุสัญญาณอันตราย
8. สวิตช์เปลี่ยนตำแหน่งของปั๊มน้ำหล่อเย็นอยู่ในตำแหน่ง "Sequential"
9. สวิตช์เปลี่ยนตำแหน่งของปั๊มน้ำหล่อลื่นอยู่ในตำแหน่ง "Sequential"



หมายเหตุ : เงื่อนไขในการสตาร์ตปั๊มซึ่งระบุให้ "วาล์วทางด้านจ่ายปิดสนิท" จะใช้ได้กับปั๊มแบบ Radial Flow หรือ Mixed Flow เท่านั้น สำหรับปั๊มแบบ Axial Flow จะต้องระบุว่า "วาล์วทางด้านจ่ายเปิดเต็มที่" เพื่อป้องกันการทำงานเกินกำลัง


Stop sequence
Remote
COS
Local
Stop
Individual operation
Discharge valve close
Lub. oil pump start
Fully closed
Magnetic valve engine stop open
Timer
Engine stop
Timer
Cooling water magnetic valve close
Lub. water magnetic valve close
Lub. oil priming pump stop
Magnetic valve for engine stop close
Cooling water pump stop
Lub. water pump stop
Emergency stop Sequence
Emergency stop
Protective device actuated
OR
Discharge valve close
Magnetic valve for engine stop open
Timer
Fully closed
Engine stop
Timer
Cooling water magnetic valve close
Lub. water magnetic valve close
Lub. oil priming pump stop
Magnetic valve for engine stop close
Cooling water pump stop
Lub. water pump stop

(4) การทำงานของอุปกรณ์ระบบป้องกัน

ก. ปัญหาร้ายแรง : ปั๊มหยุดทำงานโดยอัตโนมัติ กริ่งสัญญาณจะดัง

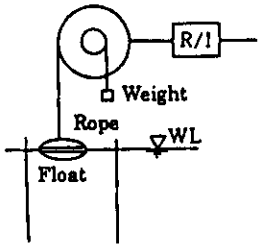
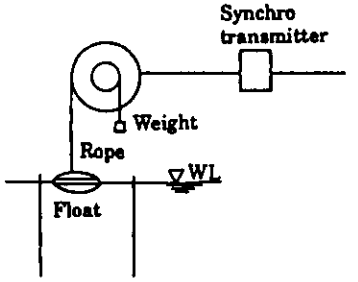
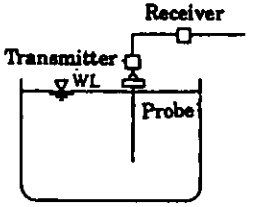
1. น้ำในบ่อสูบมีระดับต่ำผิดปกติ
2. การสตาร์ตล้มเหลว
3. น้ำที่สูบเข้ามาหล่อลื่นลดน้อยลง
4. น้ำที่สูบเข้ามาหล่อเย็นให้กับเครื่องยนต์น้อยลง
5. ความดันของน้ำมันหล่อลื่นเครื่องยนต์ต่ำ
6. ความเร็วรอบของเครื่องยนต์สูงมากเกินไป
7. ความดันของน้ำมันหล่อลื่นเกียร์ต่ำ

ข. ปัญหาไม่รุนแรง : ออดสัญญาณจะดัง

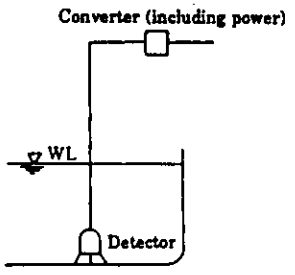
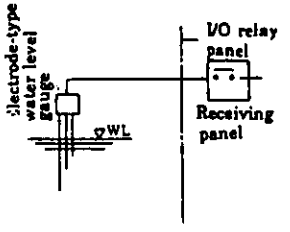
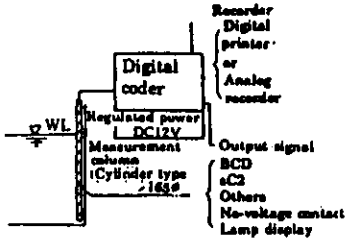
1. ระดับน้ำในถังสำหรับหล่อเย็นต่ำ
2. ระดับน้ำในถังสำหรับหล่อลื่นต่ำ
3. ระดับน้ำมันเชื้อเพลิงในถังจ่ายต่ำ
4. ความดันของลมในถังอัดอากาศต่ำ
5. น้ำหล่อเย็นของเกียร์ลดน้อยลง
6. น้ำสำหรับหล่อเย็นเครื่องยนต์ร้อนจัด

A3.3 รายการของเครื่องวัดที่ใช้

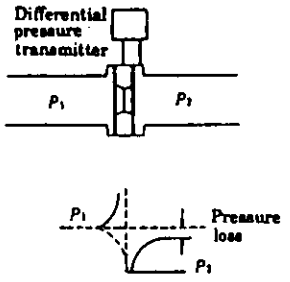
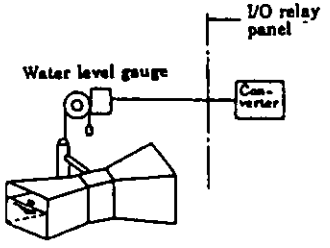
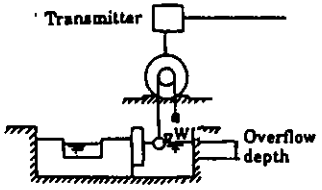
(1) เครื่องวัดระดับน้ำพร้อมเครื่องส่งสัญญาณ

ชนิด	Potentiometer Type	Synchronous Type	Capacitance Type
หลักการทำงาน			
	การเคลื่อนตัวขึ้นลงของทุ่นลอยจะถูกเปลี่ยนเป็นการหมุนของรอกและตำแหน่งของระดับน้ำจะถูกส่งเป็นสัญญาณค่าความต้านทาน ซึ่งจะสามารถแปลงเป็นสัญญาณกระแสไฟฟ้าโดยเครื่องแปลงสัญญาณ R/I	การเคลื่อนตัวขึ้นลงของทุ่นลอยจะถูกเปลี่ยนเป็นการหมุนของรอกและตำแหน่งของระดับน้ำจะถูกส่งโดยเครื่องส่งสัญญาณซิงโคร (Synchro Transmitter) ซึ่งจะรับโดยเครื่องรับสัญญาณซิงโคร	ตัววัด (Probe) จะทำหน้าที่สร้างตัวเก็บประจุระหว่างตัววัดกับผนังของถัง ความจุไฟฟ้าที่วัดได้จะใช้บอกตำแหน่งของระดับน้ำ
ขอบเขตการทำงาน	0 - 15 เมตร	0 - 15 เมตร	0 - 100 เมตร
ความแม่นยำ	± 1.0% (FS)	± 1.5% (FS)	± 1.0%
กำลังของสัญญาณ	DC 4 ~ 20 mA	ซิงโครนัส	DC 4 ~ 20 mA
กำลังงานไฟฟ้าที่ใช้	AC 100 V หรือ DC 24 V	AC 100 V หรือ 200 V	AC 100 V
หมายเหตุ	จำเป็นต้องมีท่อควบคุมการลอยของทุ่นให้ขึ้นลงในแนวดิ่ง ใช้กับน้ำสะอาด	เหมือนกับแบบทางด้านซ้ายมือ	ไม่ค่อยมีผลกระทบจากสิ่งแขวนลอยในน้ำ เหมาะกับการใช้งานในน้ำเสีย

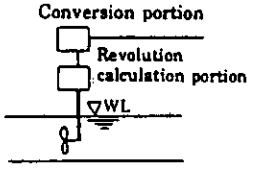
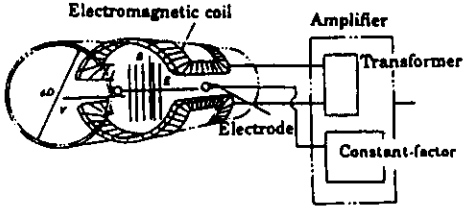
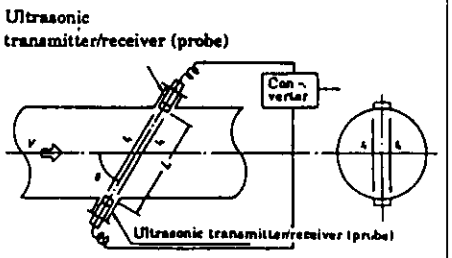
(1) เครื่องวัดระดับน้ำพร้อมเครื่องส่งสัญญาณ(ต่อ)

ชนิด	เครื่องตรวจวัดความดันแบบจุ่ม	ชนิดขั้วไฟฟ้า	สวิตช์แบบฟันหวี
หลักการทำงาน			
	ตัวตรวจจับความดันซึ่งติดตั้งไว้ที่พื้นท้องน้ำจะถูกกดดันโดยความลึกของน้ำ ความแตกต่างของความดันจะถูกตรวจวัดและแปลงเป็นสัญญาณ	ก้านโลหะซึ่งเป็นขั้วไฟฟ้าที่มีความยาวแตกต่างกันจะถูกจุ่มลงไปในน้ำ ระดับน้ำจะถูกตรวจจับโดยความนำไฟฟ้าของมัน	สวิตช์แบบฟันหวีจะถูกติดตั้งไว้กับเสาวัดระดับน้ำทุกช่วง 1.0 เซนติเมตรพร้อมกับแท่งแม่เหล็ก ระดับน้ำจะถูกตรวจจับโดยทุ่นลอยซึ่งอยู่ในตำแหน่งนั้นๆ
ขอบเขตการทำงาน	0 - 15 เมตร	0 - 5 เมตร	0 - 30 เมตร
ความแม่นยำ	± 1.0% (FS)	-	± 1 ซม.
กำลังของสัญญาณ	DC 4 ~ 20 mA	สัญญาณสัมผัส	สัญญาณสัมผัสโดยไม่มีกระแสไฟฟ้า
กำลังงานไฟฟ้าที่ใช้	AC 100 V	AC 100 V หรือ 200 V	AC 100 V
หมายเหตุ	ใช้ในการเกษตรและอุตสาหกรรมที่ใช้น้ำทะเล	ใช้ในน้ำสะอาดสำหรับการเปิด-ปิด และสำหรับการเตือนภัย	ใช้ในคลองส่งน้ำและแม่น้ำ

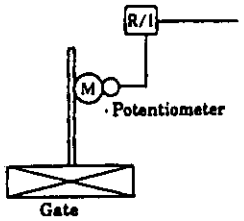
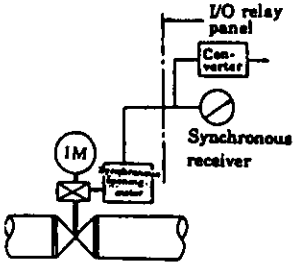
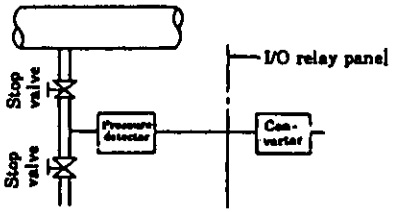
(2) เครื่องวัดอัตราการไหลของน้ำพร้อมเครื่องส่งสัญญาณ (ต่อ)

ชนิด	วัดโดยความแตกต่างของความดัน	ทางน้ำเปิด	ระดับน้ำ
หลักการทำงาน	 โดยการวัดความแตกต่างของความดันระหว่างด้านหน้าและด้านหลังของช่องตีบ อัตราการไหลผ่านช่องตีบจะคำนวณได้โดยสมการ $Q = 60.C.A\sqrt{2gH}$ (ดูหัวข้อที่ A5.2)	 ทางน้ำเปิดจะถูกบีบให้เกิดการไหลด้วยความเร็ววิกฤติผ่านช่องแคบ อัตราการไหลจะคำนวณโดยใช้เฮดทางด้านเหนือน้ำและขนาดของช่องแคบ	 ความลึกของน้ำเหนือระดับฝายจะวัดโดยใช้เครื่องวัดระดับน้ำ สัญญาณจากเครื่องวัดที่ส่งออกจะเป็นสัดส่วนโดยตรงกับอัตราการไหล
ขอบเขตการทำงาน	0.04 - 2,800 m^3/min	0.05 - 250 m^3/min	ฝายสามเหลี่ยม : 0.018-2.9 m^3/min ฝายสี่เหลี่ยม : 0.21-9.0 m^3/min ฝายสี่เหลี่ยมไม่บีบข้าง : 0.36-670 m^3/min
ความแม่นยำ	± 0.5% สำหรับเครื่องส่งสัญญาณ	± 4% (FS)	± 1.5%
กำลังของสัญญาณ	DC 4 ~ 20 mA	DC 4 ~ 20 mA	DC 4 ~ 20 mA
กำลังงานไฟฟ้าที่ใช้	DC 24 V	DC 24 V	AC 100 V หรือ 200 V
หมายเหตุ	ติดตั้งในท่อตรงโดยในช่วงเหนือน้ำเป็นระยะทาง 10D และท้ายน้ำ 5D ไม่มีการรบกวนการไหล	ติดตั้งในทางน้ำเปิดซึ่งมีแนวตรง และความกว้างของทางน้ำมากกว่า 10 เท่าของความกว้างของปากรางวัดน้ำ	ติดตั้งในทางน้ำเปิดที่มีแนวตรงและมีการป้องกันอุปกรณ์วัดระดับน้ำ

(2) เครื่องวัดอัตราการไหลของน้ำพร้อมเครื่องส่งสัญญาณ (ต่อ)

ชนิด	เครื่องวัดความเร็วของกระแสน้ำ	วัดด้วยคลื่นแม่เหล็กไฟฟ้า	วัดด้วยความถี่เหนือเสียง
หลักการทำงาน			
	ความเร็วรอบของการหมุนของใบพัดจะให้ค่าความเร็วของกระแสน้ำ อัตราการไหลจะได้จากการคูณความเร็วของกระแสน้ำกับพื้นที่หน้าตัด	โดยการใช้กฎของฟาราเดย์เกี่ยวกับการเหนี่ยวนำคลื่นแม่เหล็กไฟฟ้า อัตราการไหลของของเหลวซึ่งเป็นตัวนำไฟฟ้าจะวัดได้จากแรงเคลื่อนไฟฟ้า	โดยการตรวจวัดความแตกต่างของเวลาระหว่างคลื่นเสียงที่สร้างขึ้นที่ต้นน้ำกับที่วัดได้ทางท้ายน้ำของท่อ ก็จะสามารถคำนวณความเร็วเฉลี่ยและอัตราการไหลได้
ขอบเขตการทำงาน		1 - 10 m/s (ความเร็วของกระแสน้ำ)	1 - 10 m/s
ความแม่นยำ	± 4% (FS)	± 1% (FS)	± 1% - 1.5%
กำลังของสัญญาณ	DC 4 ~ 20 mA	DC 4 ~ 20 mA	DC 4 ~ 20 mA
กำลังงานไฟฟ้าที่ใช้	ไม่ต้องใช้	AC 100 V หรือ 200 V	AC 100 V หรือ 200 V
หมายเหตุ	ใช้สำหรับวัดความเร็วของกระแสน้ำในทางน้ำเปิดและในท่อตรง โดยไม่มีการรบกวนการไหลในช่วง 5D ด้านเหนือน้ำและ 3D ด้านท้ายน้ำ	ติดตั้งกับท่อตรงที่ใช้ส่งทั้งน้ำสะอาดและน้ำเสีย ไม่มีการรบกวนการไหลในช่วง 5D ด้านเหนือน้ำ และ 3D ด้านท้ายน้ำ	ติดตั้งในท่อตรงที่ส่งน้ำสะอาด ไม่มีการรบกวนการไหลในช่วง 5D ด้านเหนือน้ำ และ 3D ด้านท้ายน้ำ

(3) เกจ์วัดการเปิดของวาล์วและความดัน

ชนิด	Potentiometer Type	Selsyn Type	เครื่องส่งสัญญาณความดัน
หลักการทำงาน			
	การเปลี่ยนแปลงตำแหน่งของช่องเปิดหรือบานของวาล์วจะถูกเปลี่ยนไปเป็นจำนวนรอบของการหมุนของ Potentiometer และค่าความต้านทานจะถูกแปลงเป็นสัญญาณกระแสไฟฟ้าด้วยเครื่องแปลงสัญญาณ R/I	บานของวาล์วจะถูกเปลี่ยนไปเป็นจำนวนรอบการหมุนของเครื่องส่งสัญญาณแบบ Selsyn และสัญญาณจะถูกรับโดยเครื่องรับสัญญาณชนิดเดียวกัน	การยืดตัวของหลอดงอ (BourdonTube) หรือแผ่นไดอะแฟรมเมื่อความดันมีการเปลี่ยนแปลง สามารถตรวจจับและแปลงสัญญาณไฟฟ้าได้
ขอบเขตการทำงาน	ตลอดช่วงการเปิดบาน (100%)	ตลอดช่วงการเปิดบาน (100%)	0 ~ 0.8 ถึง 4,000 บรรยากาศ (bar)
ความแม่นยำ	± 1% (FS)	± 1.0%	± 0.5% (FS)
กำลังของสัญญาณ	DC 4 ~ 20 mA	สัญญาณซิงโครนัส	DC 4 ~ 20 mA
กำลังงานไฟฟ้าที่ใช้	AC 100 V หรือ 200 V	AC 100 V หรือ 200 V	DC 24 V หรือ 48 V
หมายเหตุ			

ภาคผนวกที่ 4

การกระทุ้งของน้ำและการป้องกัน

A4.1 ปรากฏการณ์การกระทุ้งของน้ำ

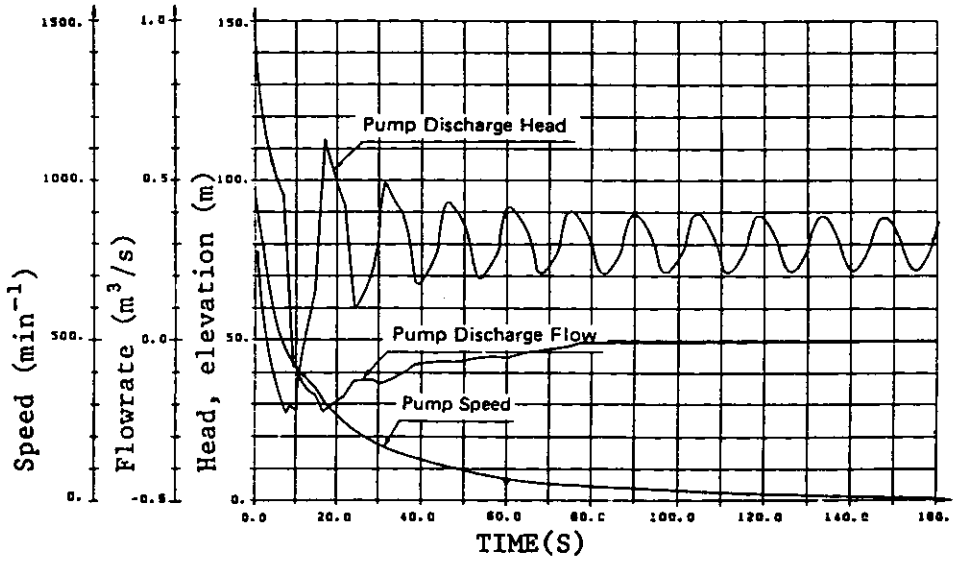
ปรากฏการณ์ซึ่งเรียกว่าการกระทุ้งของน้ำ (Water Hammer) จะเกิดขึ้นเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงความเร็วของการไหลในท่ออย่างรวดเร็ว ทำให้เกิดความแปรปรวนของความดันในท่อขึ้นชั่วขณะหนึ่ง ในงานสูบน้ำปรากฏการณ์การกระทุ้งของน้ำจะเกิดขึ้นเมื่อ

- *เปิดและปิดปั๊ม*
- *เปลี่ยนความเร็วรอบของปั๊ม*
- *เปิดและปิดวาล์ว*

ความรุนแรงของคลื่นความดันในท่อจะขึ้นอยู่กับความยาวของท่อที่ต่อเข้ากับด้านจ่ายของปั๊มและอัตราการเปลี่ยนแปลงความเร็วของการไหลซึ่งขึ้นอยู่กับวิธีเปิดและปิดปั๊ม การเปลี่ยนแปลงความเร็วรอบของปั๊ม และระยะเวลาที่ใช้เปิดและปิดวาล์ว ผลที่เกิดขึ้นจากการกระทุ้งของน้ำจะขึ้นอยู่กับลักษณะการวางท่อตามแนวยาว ลักษณะของปั๊ม และชนิดของต้นกำลังที่ใช้ ฯลฯ การกระทุ้งของน้ำที่พบเสมอๆ เป็นผลจากการปิดปั๊มอย่างกะทันหันเนื่องจากกระแสไฟฟ้าขัดข้อง รูปที่ A4.1 แสดงให้เห็นถึงเฮด อัตราการไหล และความเร็วรอบของปั๊มในช่วงระยะเวลาสั้นๆ หลังจากมีการปิดปั๊มอย่างกะทันหัน

เมื่อมีการกระทุ้งของน้ำเกิดขึ้น มักจะมีความเสียหายติดตามมาดังต่อไปนี้

- *คลื่นความดันที่เป็นบวกซึ่งสูงมากจะทำให้ท่อและอุปกรณ์ระเบิดหรือหลุดออกจากกัน*
- *คลื่นความดันที่เป็นลบจะทำให้ท่อแบนตีบ*
- *ความดันที่ลดลงจะทำให้น้ำในท่อแยกตัวเป็นไอน้ำ หลังจากนั้นจะตามด้วยความดันที่เพิ่มสูงขึ้นมากอย่างรวดเร็วอันเป็นผลมาจากการพุ่งเข้าชนกันระหว่างแท่งน้ำในท่อจากทั้งสองข้างของบริเวณที่น้ำแยกตัวเป็นไอ ระดับความดันที่เพิ่มขึ้นสูงมากนี้จะทำความเสียหายให้กับท่อและอุปกรณ์ท่อได้*
- *จากการพุ่งเข้าชนกันระหว่างแท่งน้ำจะทำให้เกิดการไหลย้อนกลับ และถ้าไม่มีมาตรการป้องกันที่เหมาะสม น้ำดังกล่าวก็จะทำความเสียหายให้แก่ปั๊มและอุปกรณ์ได้*



รูปที่ A4.1 เฮด อัตราการไหล และความเร็วรอบของปั๊มขณะเกิดการกระทุ้งของน้ำ

A4.2 การวิเคราะห์การกระทุ้งของน้ำ

เมื่อคาดว่าจะมีปัญหาจากการกระทุ้งของน้ำเกิดขึ้นก็จำเป็นต้องมีการวิเคราะห์หาระดับความรุนแรงเพื่อจะได้จัดให้มีมาตรการป้องกันที่เหมาะสม การวิเคราะห์ดังกล่าวสามารถทำได้โดยการใช้สมการการไหลที่ไม่คงที่ (Unsteady Flow Equations) โดยกำหนดเงื่อนไขที่เหมาะสม และอาจทำได้หลายวิธีซึ่งรวมถึงการวิเคราะห์โดยใช้กราฟ (Graphic Analysis) และโดยวิธีแคแรกเตอริสติก (Characteristic Method) สำหรับการวิเคราะห์ที่รวดเร็วและแม่นยำในกรณีที่ระบบท่อมีความซับซ้อนก็จำเป็นต้องทำโดยใช้คอมพิวเตอร์ อย่างไรก็ตาม ในกรณีที่เป็นระบบท่ออย่างง่าย การใช้แผนภาพการกระทุ้งของน้ำ (Water Hammer Chart) ดังแสดงไว้ในหัวข้อที่ A4.5 จะให้ความสะดวกในการหาเฮดสูงสุดและต่ำสุดตลอดความยาวของท่อในขณะที่เกิดการไหลย้อนกลับ ซึ่งเป็นเหตุการณ์ที่จะเกิดขึ้นเมื่อปั๊มหยุดทำงานกะทันหันจากกระแสไฟขัดข้อง

การที่จะตรวจสอบผลกระทบจากการกระทุ้งของน้ำต่อระบบสูบน้ำเป็นงานที่ต้องใช้ความอุตสาหะพอสมควร ดังนั้น ก่อนที่จะตรวจสอบควรจะพิจารณาดูเสียก่อนว่ามีความจำเป็นหรือไม่ โดยทั่วๆ ไป ควรจะทำการวิเคราะห์การกระทุ้งของน้ำเมื่อมีเงื่อนไขดังต่อไปนี้

- เฮดสถิตย์สูงกว่า 10 เมตร และท่อมีความยาว 20 เท่าของเฮดสถิตย์หรือมากกว่า
- ระดับท่อตามแนวยาวสูงกว่าเส้นตรงซึ่งเชื่อมต่อระหว่างปั๊มกับปลายท่อมาก
- มีการปิดวาล์วอย่างรวดเร็วโดยใช้เวลาน้อยกว่า 20 เท่าของเวลาวิกฤติ μ^*
- ท่อดูดมีความยาวมาก
- เปิดปั๊มในขณะที่มีอากาศอยู่ในท่อจ่ายหรือสูญญากาศอยู่ระหว่างปั๊มกับวาล์วทางด้านจ่าย

หมายเหตุ : *μ = 2L/a โดย L เป็นความยาวของท่อ และ a เป็นความเร็วของคลื่นความดัน ซึ่งจะหาได้จากสมการ

$$a = \frac{1425}{\sqrt{1+\frac{k \cdot D}{E \cdot t}}} \qquad \text{..... (A4.1)}$$

โดย k = *โมดูลัสของความยืดหยุ่นของน้ำ* (kgf/m^2)

= 2.07 x 10^8 kgf/m^2

E = *โมดูลัสของความยืดหยุ่นของวัสดุที่ใช้ทำท่อ* (kgf/m^2)

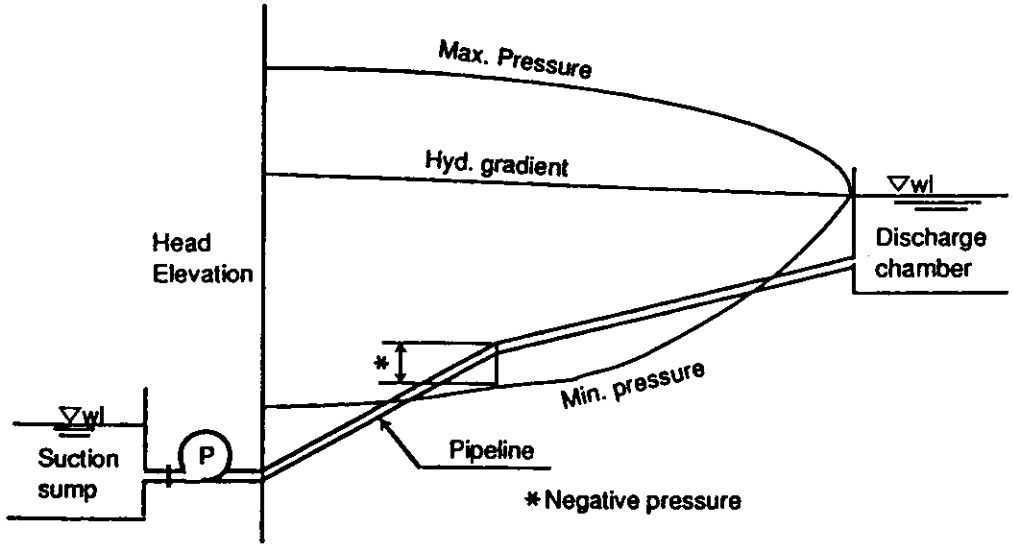
D = *ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของท่อ* (mm)

t = *ความหนาของท่อ* (mm)

ค่า k/E สำหรับวัสดุที่ใช้ทำท่อชนิดต่างๆ มีดังนี้

- *ท่อเหล็กกล้า*	0.01
- *ท่อเหล็กหล่อเหนียว (Ductile Cast Iron)*	0.013
- *ท่อเหล็กหล่อ*	0.02
- *ท่อ PVC*	0.70
- *ท่อคอนกรีต*	0.10

ผลการวิเคราะห์การกระทุ้งของน้ำเมื่อเฮดสูงสุดและต่ำสุดมีค่าเป็นเมตร และค่าเฮดดังกล่าวตลอดความยาวของท่อแสดงไว้ในรูปที่ A4.2



รูปที่ A4.2 ความดันสูงสุดและต่ำสุดที่ได้จากการวิเคราะห์การกระทุ้งของน้ำ

เมื่อเส้นแสดงระดับของท่ออยู่สูงกว่าเส้นแสดงเฮดต่ำสุดในท่อเกินกว่าเฮดความดันไอน้ำอิ่มตัวซึ่งมีค่าประมาณ 10 เมตรที่อุณหภูมิปกติ น้ำในท่อก็จะเกิดการแตกตัวกลายเป็นไอและแท่งน้ำในท่อก็จะแยกออกจากกัน ในทางปฏิบัติ จะต้องพยายามควบคุมให้ความต่างระดับดังกล่าวอยู่ภายใน 6 เมตร ถ้าระดับของแนวท่ออยู่ต่ำกว่าเส้นความดันต่ำสุด ความดันในท่อก็จะเป็นบวกเสมอ

A4.3 มาตรการป้องกันกรณีที่กระแสไฟฟ้าขัดข้อง

เมื่อคาดว่าจะเกิดการกระทุ้งของน้ำในระดับที่เกินกว่าจะยอมให้ได้ ก็จำเป็นต้องมีมาตรการป้องกันโดยการเลือกวิธีและออกแบบการป้องกันให้เหมาะสมกับระบบที่ใช้ มีวิธีการที่ได้ผลหลายวิธีที่สามารถนำมาใช้กับกรณีที่ปั๊มปิดกะทันหันเนื่องจากกระแสไฟฟ้าขัดข้องซึ่งจะได้อธิบายไว้ดังต่อไปนี้

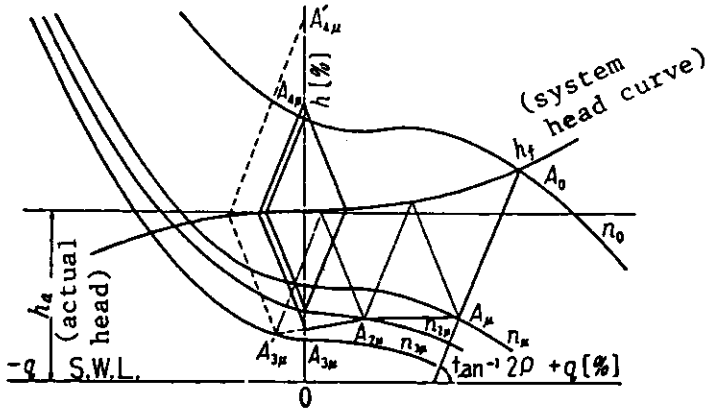
(1) มาตรการป้องกันความดันที่เพิ่มสูงขึ้น

ก. การใช้เชควาล์วแบบปิดเร็ว

ความดันที่เพิ่มขึ้นเนื่องจากเชควาล์วปิดช้าสามารถป้องกันได้โดยการกำจัดการไหลย้อนกลับ ความดันที่เพิ่มขึ้นสามารถจำกัดให้อยู่ในระดับไม่เกินสองเท่าของค่าเฮดสถิตย์ วิธีนี้มักจะใช้กับปั๊มซึ่งมีท่อส่งสั้นและเฮดของปั๊มส่วนใหญ่เป็นเฮดสถิตย์ การปิดเชควาล์วอย่างรวดเร็วทำได้โดยการควบคุมการปิดด้วยสปริง และ/หรือเพิ่มน้ำหนักของบานวาล์ว

ข. การใช้เชควาล์วแบบปิดช้า

โดยการปิดเชควาล์วให้ช้าลงจะทำให้มีน้ำบางส่วนไหลย้อนกลับได้ชั่วขณะหนึ่ง ความดันที่เพิ่มขึ้นจะไม่มากและการกระแทกปิดบานของเชควาล์วจะไม่รุนแรงมาก การควบคุมการปิด

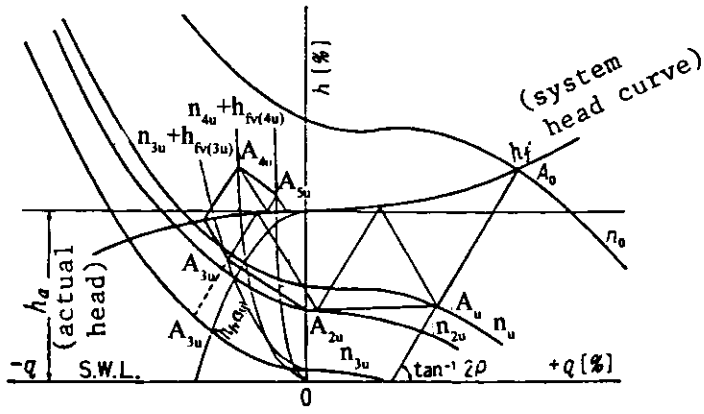


รูปที่ A4.3 ความดันที่เพิ่มขึ้นเนื่องจากเชควาล์ว วิเคราะห์โดยใช้กราฟ

ของบานเชควาล์วโดยใช้ Dashpot จะเหมาะกับงานที่มีเฮดต่ำ ในขณะที่ชนิดที่บานของเชควาล์วปิดด้วย Dashpot ซึ่งทำงานด้วยท่ออ้อม (by-pass) จะเหมาะสำหรับงานที่มีเฮดสูง

ค. วาล์วซึ่งทำงานด้วยระบบไฮดรอลิค

สำหรับงานสูบน้ำขนาดใหญ่ซึ่งมีเฮดสูง วาล์วทางด้านจ่ายจะควบคุมโดยระบบไฮดรอลิคเพื่อที่จะควบคุมความเร็วของการไหลย้อนกลับ บางครั้งจะมีการติดตั้งระบบจำกัดคลื่นความดัน (Surge Suppresser) เพื่อที่จะระบายความดันที่สูงมากทางด้านจ่ายของปั๊มเฮดสูงออกไปบ้าง



รูปที่ A4.4 ความดันที่สูงขึ้นเมื่อใช้วาล์วที่ควบคุมการทำงานโดยระบบไฮดรอลิค วิเคราะห์ด้วยกราฟ

เมื่อมีปั๊มสองเครื่องหรือมากกว่าต่อเข้ากับท่อส่งน้ำขนาดใหญ่ท่อเดียวกัน ถ้าปั๊มเครื่องหนึ่งหยุดทำงานกะทันหันจากการตัดกระแสไฟ ก็จะเกิดแรงกระแทกปิดที่เชควาล์วของปั๊มซึ่งปิดลงนั้น วิธีการป้องกันทั้งสามแบบที่กล่าวข้างต้น สามารถใช้ลดความรุนแรงของการกระแทกปิดเชควาล์วได้ถ้าแรงเฉื่อยในการหมุนของปั๊มมีไม่มาก

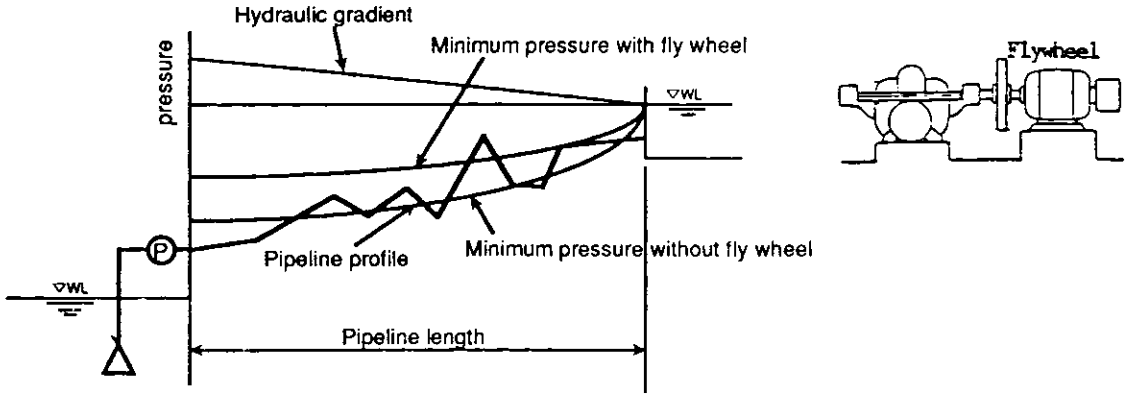
(2) มาตรการป้องกันความดันที่ลดลง

มาตรการต่อไปนี้เป็นมาตรการที่ใช้ได้ผลในการควบคุมการลดต่ำลงของความดันในท่อซึ่งเป็นผลจากกระแสไฟฟ้าขัดข้อง

ก. การใช้มู่เล่ (Flywheel)

แรงเฉื่อยจากการหมุนของมู่เล่ซึ่งติดตั้งไว้กับเพลาของปั๊มจะช่วยทำให้อัตราการลดความเร็วรอบช้าลง ดังนั้นการลดความดันก็จะไม่รุนแรง การใช้มู่เล่กับปั๊มแบบเพลานอนเป็นวิธีที่ค่อนข้างเชื่อถือได้ อย่างไรก็ตาม การที่จะใช้วิธีนี้กับระบบซึ่งท่อมีความยาวมากจะขึ้นอยู่

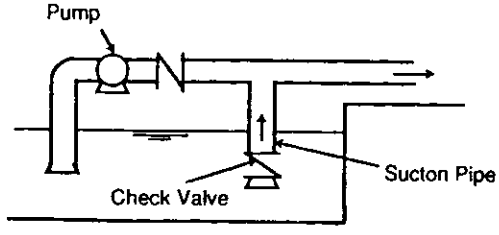
กับขนาดของมู่เล่ที่จะติดตั้งด้วย การติดตั้งมู่เล่เข้ากับเพลาของปั๊มและผลที่ได้แสดงไว้ในรูปที่ A4.5



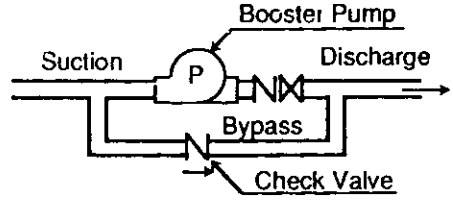
รูปที่ A4.5 การใช้มู่เล่กับการลดความรุนแรงของการกระทุ้งของน้ำ

ข. การใช้ท่ออ้อม (By-pass) วาล์ว

การติดตั้งเชควาล์วไว้กับท่ออ้อมปั๊มและวาล์วทางด้านจ่ายของปั๊มดังรูปที่ A4.6 และ A4.7 จะช่วยแก้ปัญหาเรื่องความดันที่ลดลงโดยการเปิดของเชควาล์วให้น้ำจากภายนอกหรือน้ำจากท่อดูดไหลเข้าไปเสริม ซึ่งจะเป็นการป้องกันไม่ให้ความดันลดต่ำลงจนน้ำแยกตัวเป็นไอน้ำ ความดันที่เพิ่มขึ้นเนื่องจากการกระทุ้งของน้ำที่กระทำต่อปั๊มเพิ่มความดัน (Booster Pump) ทางด้านท้ายน้ำก็จะไม่สูงมากด้วย



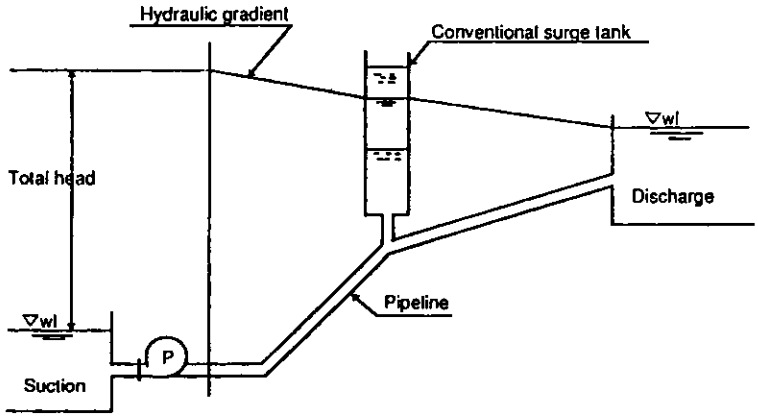
รูปที่ A4.6 การติดตั้งเช็ควาล์วกับวาล์วทางด้านจ่ายของปั๊ม



รูปที่ A4.7 การติดตั้งเช็ควาล์วกับท่ออ้อมปั๊ม

ค. การใช้ปล่องจำกัดคลื่นความดัน (Surge Tank) แบบธรรมดา

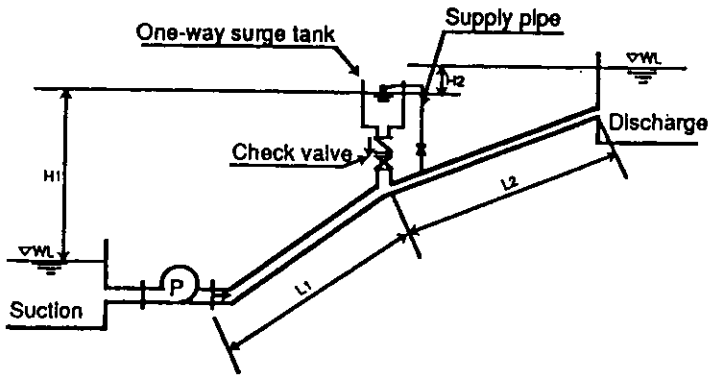
โดยการติดตั้งปล่องซึ่งมีปริมาตรมากพอสมควรไว้ที่ประมาณกึ่งกลางของความยาวของท่อซึ่งจะทำหน้าที่จ่ายน้ำเข้ามาเสริมเพื่อมิให้ความดันในท่อลดลงมาก ดังรูปที่ A4.8 ดังนั้น การกระทุ้งของน้ำก็จะอยู่ระหว่างตัวปั๊มกับปล่องจำกัดคลื่นความดัน การแก้โดยวิธีนี้มีความเชื่อถือได้เนื่องจากการสร้างปล่องไม่ยุ่งยาก อย่างไรก็ตาม ปากปล่องจะต้องอยู่สูงกว่าแนวเส้นลาดชลศาสตร์ (Hydraulic Gradient) และจะต้องมีสถานที่ที่เหมาะสมเพื่อการติดตั้งดังกล่าว



รูปที่ A4.8 ปล่องจำกัดคลื่นความดัน (Surge Tank) แบบธรรมดา

ง. การใช้ปล่องจำกัดคลื่นความดันแบบไหลทางเดียว (One-way Surge Tank)

ปล่องควบคุมความดันชนิดนี้จะติดตั้งไว้ที่จุดซึ่งคาดว่าความดันในท่อจะเป็นลบหรือลดลงต่ำกว่าความดันของบรรยากาศ น้ำในปล่องจะไหลเข้ามาในท่อโดยผ่านเชควาล์วเมื่อความดันมีค่าเป็นลบ โดยวิธีนี้ความสูงของปล่องจะสามารถลดลงให้ต่ำกว่ากรณีที่เป็นปล่องจำกัดคลื่นความดันแบบธรรมดา อย่างไรก็ตาม บางครั้งอาจจะต้องการปล่องประเภทนี้มากกว่าหนึ่งแห่งเมื่อท่อมีความยาวมาก (ดูรูปที่ A4.9)

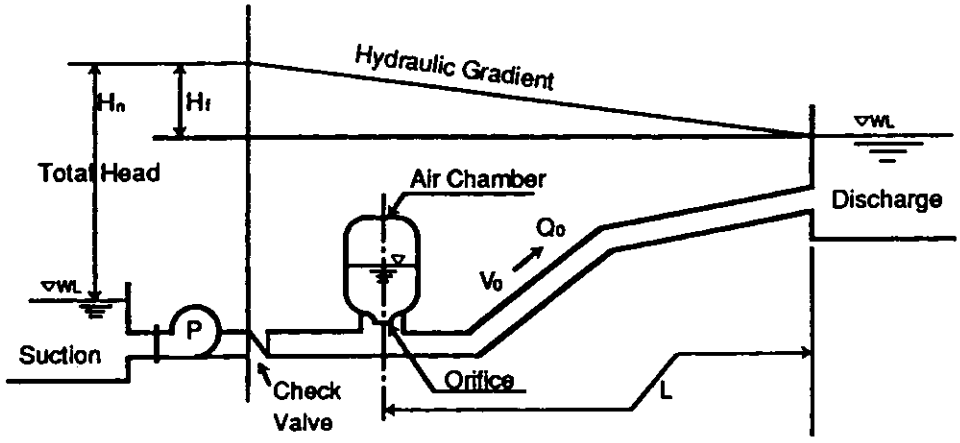


รูปที่ A4.9 ปล่องจำกัดคลื่นความดันแบบไหลทางเดียว

จ. การใช้ถังลม (Air Chamber)

ระดับน้ำในถังลมดังรูปที่ A4.10 จะถูกควบคุมโดยความดันของอากาศในถัง ในขณะที่เกิดกระแสไฟฟ้าขัดข้อง น้ำจากถังลมจะไหลเข้าไปในท่อและช่วยลดความรุนแรงของการมีความดันเป็นลบ และอากาศในถังลมจะช่วยลดความรุนแรงของความดันที่เพิ่มขึ้น

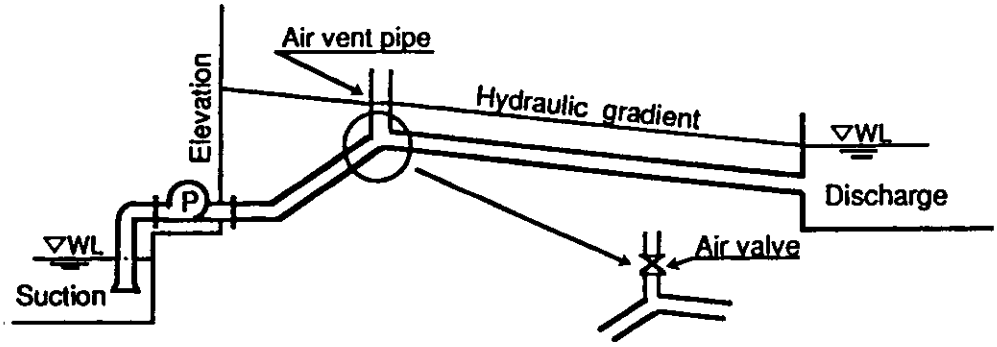
ถังลมซึ่งติดตั้งไว้ใกล้ๆ สถานีสูบน้ำจะช่วยป้องกันความเสียหายที่จะเกิดกับท่อตลอดทั้งสาย อย่างไรก็ตาม การที่จะใช้วิธีนี้จำเป็นจะต้องมีอุปกรณ์ที่ต้องใช้กระแสไฟฟ้าประกอบด้วย ซึ่งรวมถึงเครื่องอัดอากาศ วาล์วโซลินอยด์ และแผงควบคุม



รูปที่ A4.10 การใช้ถังลมป้องกันการกระทุ้งของน้ำ

ฉ. การใช้ท่ออากาศ (Air Vent Pipe) และวาล์วระบายอากาศ (Air Valve)

เมื่อจุดที่อยู่สูงสุดของท่อซึ่งล่อแหลมต่อการเกิดความดันที่เป็นลบอยู่เหนือระดับน้ำทางด้านจ่าย การควบคุมความดันที่เป็นลบจะทำให้ต้องใช้น้ำเป็นปริมาณมาก ในกรณีดังกล่าวนี้การใช้ท่ออากาศหรือวาล์วซึ่งเปิดรับอากาศเข้ามาโดยอัตโนมัติเมื่อความดันภายในท่อเป็นลบจะช่วยแก้ปัญหาได้ วิธีนี้ถึงแม้จะเป็นวิธีที่ประหยัดแต่ก็จะมีปัญหาเมื่อต้องเปิดปั๊มใหม่ เพราะจะต้องใช้เวลาค่อยๆ ไล่อากาศออกจากท่อจนหมด เมื่อมีการใช้วาล์วระบายอากาศ จำเป็นต้องมีการดูแลรักษาให้มันทำงานได้ตามวัตถุประสงค์ เมื่อวาล์วปิดโดยอัตโนมัติหลังจากที่ได้ระบายอากาศออกจากท่อไปแล้ว ความดันในท่อที่สูงขึ้นอาจสร้างปัญหาขึ้นอีกได้ (ดูรูปที่ A4.11)



รูปที่ A4.11 ท่ออากาศและวาล์วระบายอากาศ

ช. การใช้มาตรการอื่น ๆ

เนื่องจากการกระทุ้งของน้ำเกิดจากอัตราการเปลี่ยนแปลงความเร็วของการไหลในท่อ ดังนั้นการออกแบบให้ความเร็วของการไหลอยู่ในระดับต่ำจะเป็นการควบคุมการกระทุ้งของน้ำอย่างได้ผล อย่างไรก็ตามวิธีนี้จะทำให้ต้องใช้ท่อที่มีขนาดใหญ่ขึ้นและทำให้ค่าลงทุนสำหรับท่อสูงขึ้น

แนวท่อซึ่งมีการงอขึ้นเป็นมุมกว้างในบริเวณใกล้ๆ กับสถานีสูบน้ำแล้วตามด้วยท่อในแนวราบจะมีแนวโน้มที่จะเกิดความดันที่เป็นลบขึ้นได้ในบริเวณดังกล่าว การเปลี่ยนทิศทางของแนวท่อทีละน้อยจะช่วยหลีกเลี่ยงการเกิดความดันที่เป็นลบที่สูงมากได้

A4.4 ปรากฏการณ์ชั่วขณะอื่น ๆ

นอกเหนือจากการกระทุ้งของน้ำซึ่งจะเกิดขึ้นเมื่อกระแสไฟฟ้าขัดข้องแล้วจะต้องศึกษาปรากฏการณ์ชั่วขณะที่ก่อให้เกิดคลื่นความดันอันเนื่องมาจากเงื่อนไขของระบบด้วย ต่อไปนี้เป็นกรณีที่พบเสมอ ๆ

(1) การเปิดปั๊ม

เมื่อสังเกตว่าท่อจ่ายแห้ง จะต้องค่อย ๆ เปิดน้ำให้ไหลเข้าไปบรรจุในท่อจนเต็มเสียก่อนเพื่อป้องกันมิให้ความดันที่วาล์วหรือปลายท่อเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว เมื่อมีน้ำบรรจุอยู่ในท่อจนเต็มแล้วจึงสตาร์ตปั๊ม การเปิดปั๊มโดยวิธีนี้จะไม่ทำให้ความดันในท่อขึ้นสูงมากจนเกินไป อย่างไรก็ตามการสตาร์ตปั๊มในขณะที่วาล์วทางด้านจ่ายปิดจะดีกว่า

(2) การปิดปั๊ม

ตามปกติจะปิดปั๊มก็ต่อเมื่อวาล์วทางด้านจ่ายปิด สำหรับท่อจ่ายที่มีความยาวมาก ระยะเวลาที่ใช้ทำการปิดจะต้องกำหนดอย่างรอบคอบทั้งนี้เพราะการเดินทางของคลื่นความดันจะไกล

กว่า บางครั้งการปิดวาล์วบานเลื่อน (Sluice Valve) จะใช้ความเร็วสองระดับ ทั้งนี้เพราะผลกระทบของการลดช่องเปิดจะมีมากเมื่อบานปิดใกล้สนิท

(3) ตำแหน่งของวาล์วอยู่ใกลจากปั๊ม

เมื่อวาล์วซึ่งอยู่ไกลจากตัวปั๊มออกไปปิด การเพิ่มขึ้นของความดันจะขึ้นอยู่กับระยะเวลาที่ใช้ปิด ถ้าหากการปิดวาล์วมีผลให้เกิดการเปลี่ยนแปลงความเร็วภายในช่วงระยะเวลาที่เท่ากับเวลาการเดินทางของคลื่นความดันไป-กลับ μ ความดันที่เพิ่มขึ้นจะหาได้จากสมการ

$$h = \left(\frac{a}{g}\right) V \qquad \text{..... (A4.2)}$$

โดย h = *เฮดความดันที่เพิ่มสูงขึ้น* (m)
a = *ความเร็วของคลื่นความดัน* (m/s)
g = *ความเร่งเนื่องจากแรงดึงดูดของโลก* (9.81 m/s^2)
V = *ความเร็วที่เปลี่ยนไป* (m/s)

ถ้าเวลาที่ใช้ปิดวาล์วนานกว่า 10 เท่าของเวลาที่คลื่นความดันเดินทางไป-กลับ การเพิ่มขึ้นของความดันก็จะไม่มาก ยิ่งเพิ่มเวลาที่ใช้ปิดวาล์วให้มากขึ้นเท่าใด การเพิ่มขึ้นของเฮดความดันก็จะยิ่งน้อยลงเท่านั้น การติดตั้งหม้อลมจะได้ผลดีถ้าหากการยืดเวลาในการใช้ปิดวาล์วไม่เหมาะสมในทางปฏิบัติ

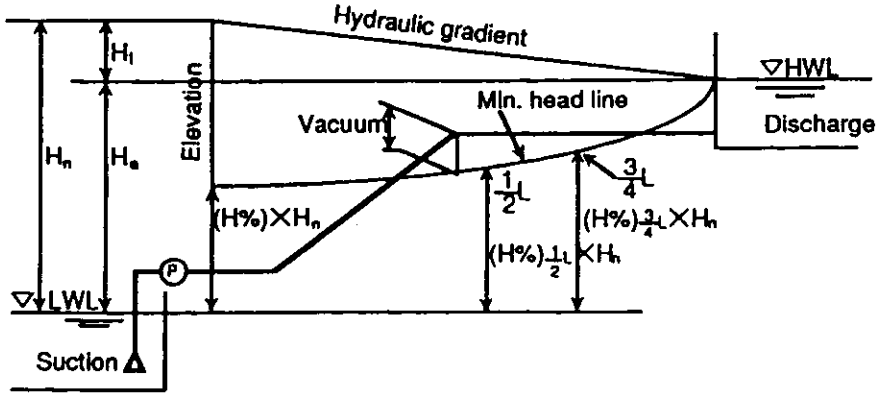
A4.5 แผนภาพการกระทุ้งของน้ำ

ในการหาปรากฏการณ์การกระทุ้งของน้ำเนื่องจากกระแสไฟฟ้าขัดข้องสำหรับระบบสูบน้ำซึ่งมีท่อส่งน้ำอย่างง่ายสายเดียว สามารถทำได้โดยอาศัยแผนภาพการกระทุ้งของน้ำ (Water hammer Chart) สำหรับการตรวจสอบเบื้องต้น

แผนภาพที่จะกล่าวถึงต่อไปนี้เป็นการขยายแผนภาพของ J. Parmakian โดยการรวบรวมข้อมูลของกรณีต่างๆ ที่ได้จากการคำนวณโดยอาศัยคอมพิวเตอร์ การเสียเฮดในท่อจะนำเข้ามาพิจารณาให้อยู่ในรูปของอัตราส่วนระหว่างเฮดความฝืดต่อเฮดรวมของปั๊ม (H_f/H_n = hpl) ที่มีค่าตั้งแต่ 0 ถึง 80 เปอร์เซ็นต์ตามลำดับ เฮดที่ลดลงต่ำสุดตลอดความยาวของท่อ (L) จะหาที่จุดซึ่งอยู่ถัดจากปั๊มออกมา ที่จุดกึ่งกลางท่อ (0.5 L) และที่เศษสามส่วนสี่ของความยาว (0.75 L) เฮดความดันต่ำสุดที่ลดลง H จะวัดจากระดับน้ำทางด้านดูดและจะบอกเป็นเปอร์เซ็นต์ของเฮดรวมของปั๊มขณะทำงาน H_n (รูปที่ A4.13 ถึง A4.17)

มีค่า 2 ค่าที่ใช้ในแผนภาพการกระทุ้งของน้ำซึ่งเป็นอิสระต่อกัน คือ

2ρ : *ค่าคงที่ของท่อ*



รูปที่ A4.12 รูปตัดตามแนวยาวของท่อและเส้นแสดงค่าเฮดความดันต่ำสุด

Kμ : *ค่าคงที่ซึ่งรวมเอาผลกระทบจากแรงเฉื่อยของปั๊มและมอเตอร์และระยะเวลาที่ใช้เดินทางของคลื่นความดันในท่อไว้ด้วยกัน*

ค่าตัวแปรสองค่าดังกล่าวหามาได้โดยวิธีการดังต่อไปนี้ คือ

(1) ข้อมูลทางเทคนิคของปั๊ม

อัตราการสูบของปั๊มแต่ละเครื่อง	:	Q_n (m^3/min)
จำนวนเครื่อง	:	N
เฮดรวม	:	H_n (m)
ความเร็วรอบของปั๊ม	:	N_p (min^{-1})
ประสิทธิภาพของปั๊ม	:	E_p
น้ำหนักจำเพาะของของเหลว	:	γ (kgf/ℓ)
แรงงานที่ต้องการของปั๊ม	:	$P_n = 0.163\ \gamma Q_n H_n/E_p$ (kW)
แรงบิดของปั๊ม	:	$M_n = 974\ P_n/N_p$ (kg-m)
กำลังงานที่ระบุของมอเตอร์	:	P (kW)
ผลกระทบจากแรงเฉื่อยของปั๊ม	:	$(GD^2)_p = (GD^2)_m \times 0.10$ (kgf-m^2)
ผลกระทบจากแรงเฉื่อยของมอเตอร์	:	$(GD^2)_m$ (kgf-m^2)

ขอให้ดูจากรูป (A4-18 และ A4-19)

(2) สัมประสิทธิ์ของผลกระทบจากมู่เล่

$$K = 375\ M_n / (GD^2\ N_p)\ (s^{-1})$$

โดย $GD^2 = (GD^2)_p + (GD^2)_m$ (kgf-m^2)

(3) ความเร็วของการไหล

$$V_n = (Q/60) / [\pi D^2/4] \quad (m/s)$$

โดย Q = *อัตราการไหลรวม*

$= n. Q_n \ (m^3/min)$

ในกรณีที่ท่อประกอบขึ้นด้วยการต่อเข้าด้วยกันของท่อหลายขนาด ความเร็วเทียบเท่า (Equivalent Velocity) จะหาได้จาก

$$V_n = \frac{\sum(L_i \cdot V_i)}{\sum L_i} \quad (m/s)$$

โดย V_i เป็น*ความเร็วสำหรับท่อ*ซึ่งมีขนาดความยาว L_i

(4) ความเร็วของคลื่นความดัน (a)

$$a = \frac{1425}{\sqrt{1+\left(\frac{k}{E}\right)\left(\frac{D}{t}\right)}} \quad (m/s)$$

สำหรับรายละเอียดขอให้ดูจากสมการที่ (A4.1) ในหัวข้อที่ A4.2

ในกรณีที่ท่อส่งน้ำประกอบขึ้นด้วยท่อหลายขนาดและทำด้วยวัสดุหลายชนิด ความเร็วเทียบเท่าของคลื่นความดันจะหาได้จากสมการ

$$a = \frac{\sum L_i}{\sum\left(\frac{L_i}{a_i}\right)}$$

โดย a_i = *ค่าความเร็วของคลื่นความดันสำหรับท่อซึ่งมีความยาว* L_i

(5) ค่าคงที่สำหรับท่อ (2ρ)

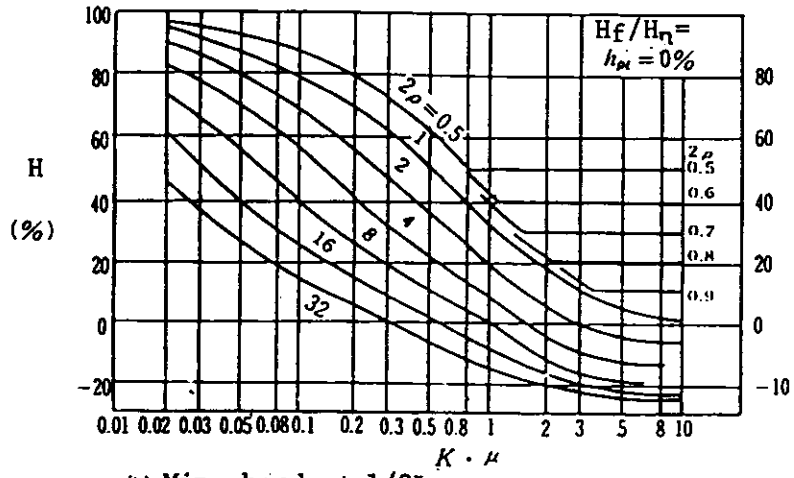
$$2\rho = \frac{a \cdot V_n}{gH_n}$$

โดย g = *ความเร่งเนื่องจากแรงดึงดูดของโลก*

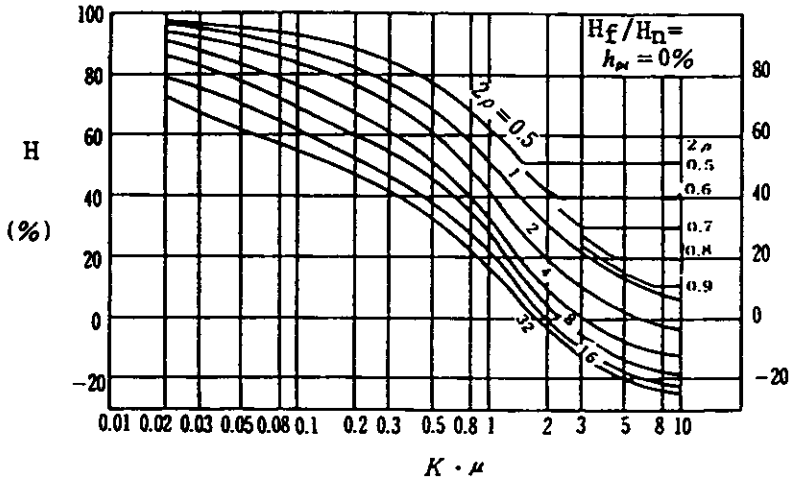
(6) ระยะเวลาเดินทางของคลื่นความดัน (μ)

$$\mu = 2L/a \quad (s)$$

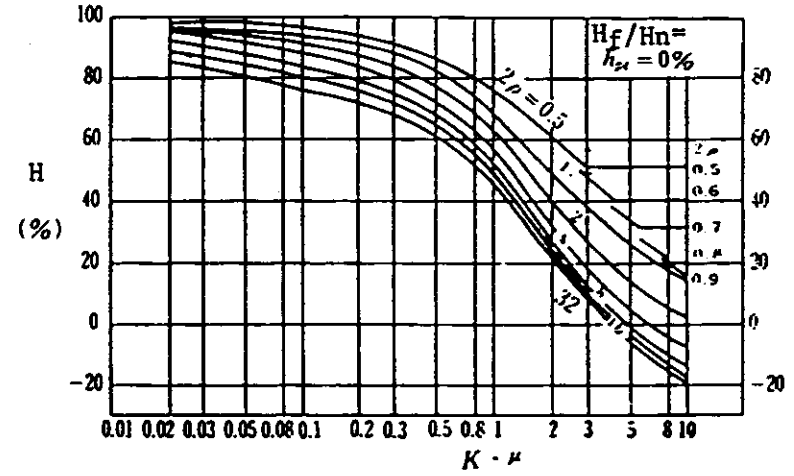
(a) Min.head at pump outlet



(b) Min. head at 1/2L

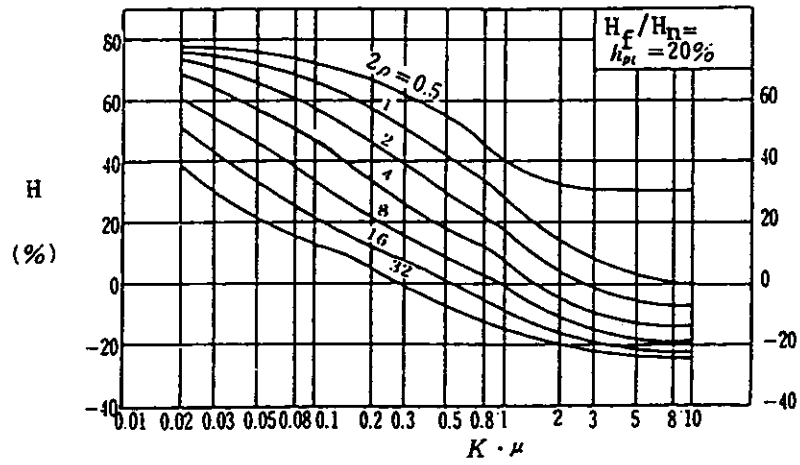


(c) Min. head at 3/4L

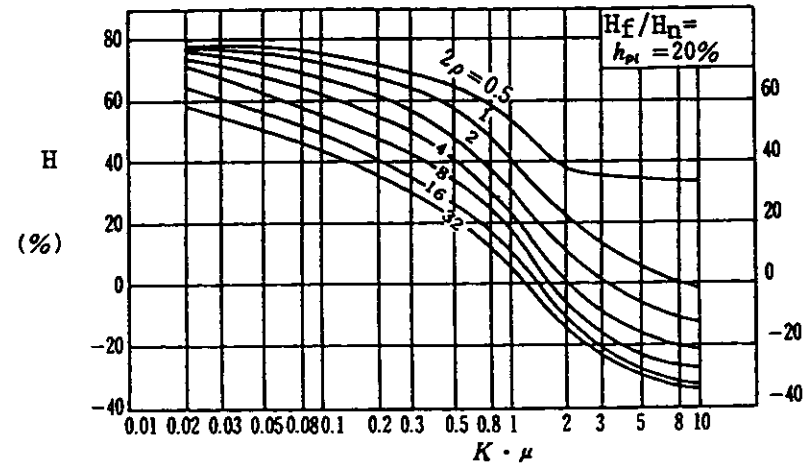


รูปที่ A4.13 ค่าความดันต่ำสุดที่จุดต่าง ๆ ในท่อเมื่อค่า H_f / H_n = 0%

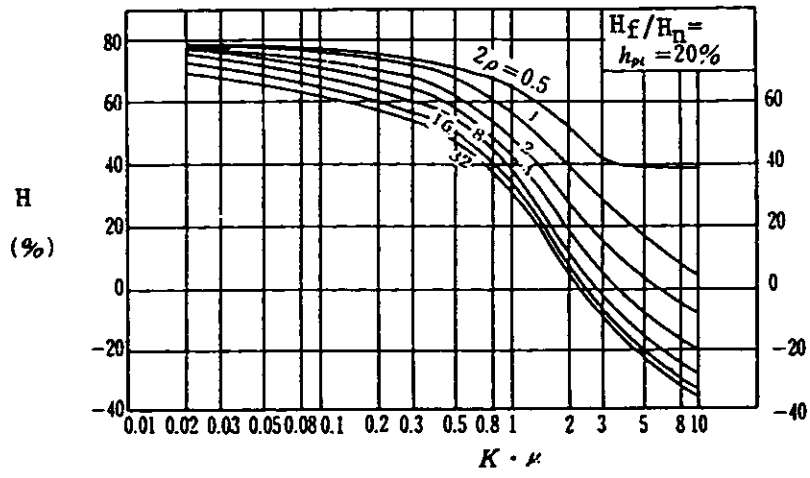
(a) Min. head at pump outlet



(b) Min. head at 1/2L

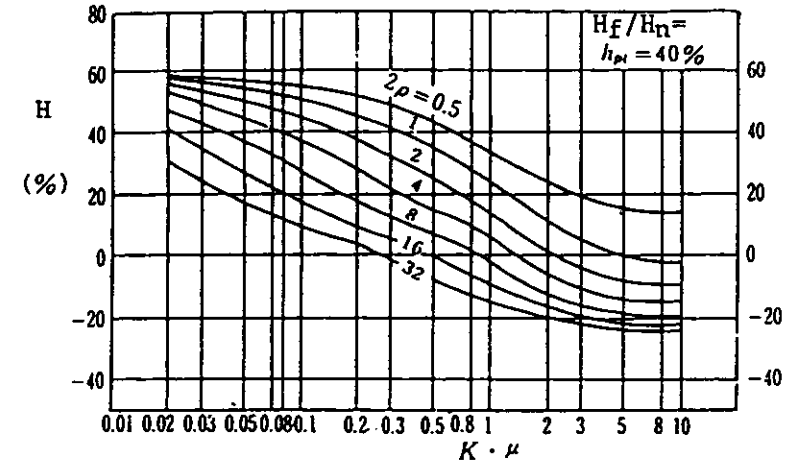


(c) Min. head at 3/4L

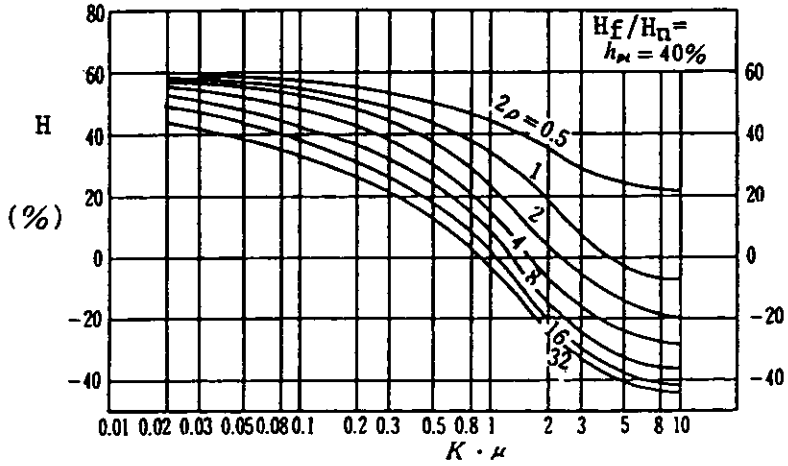


รูปที่ A4.14 ค่าความดันต่ำสุดที่จุดต่าง ๆ ในท่อเมื่อค่า H_f / H_n = 20%

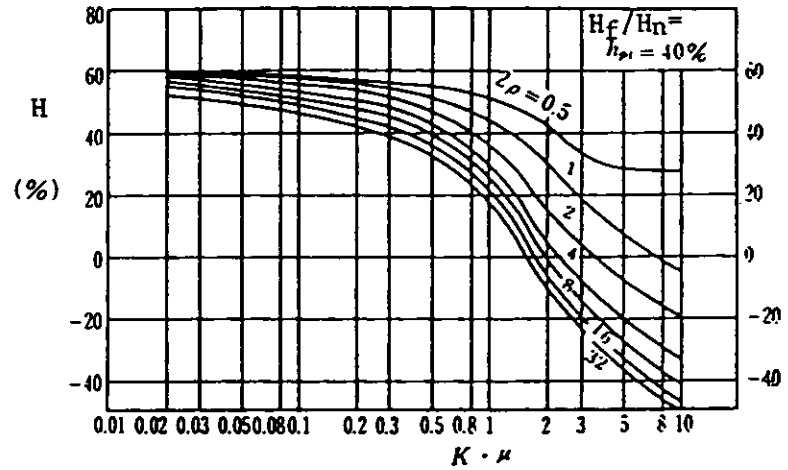
(a) Min. head at pump outlet



(b) Min.head at 1/2L

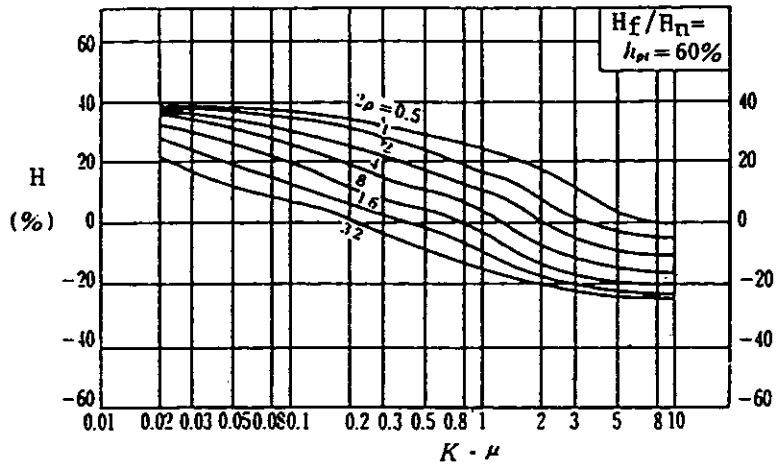


(c) Min. head at 3/4L

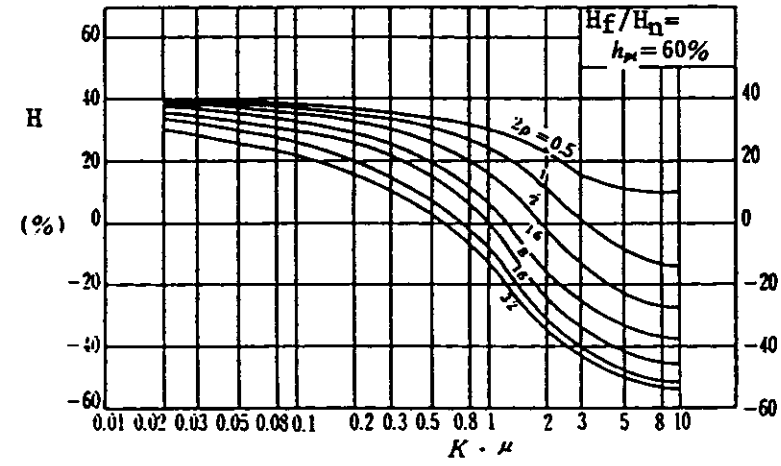


รูปที่ A4.15 ค่าความดันต่ำสุดที่จุดต่าง ๆ ในท่อเมื่อค่า H_f / H_n = 40%

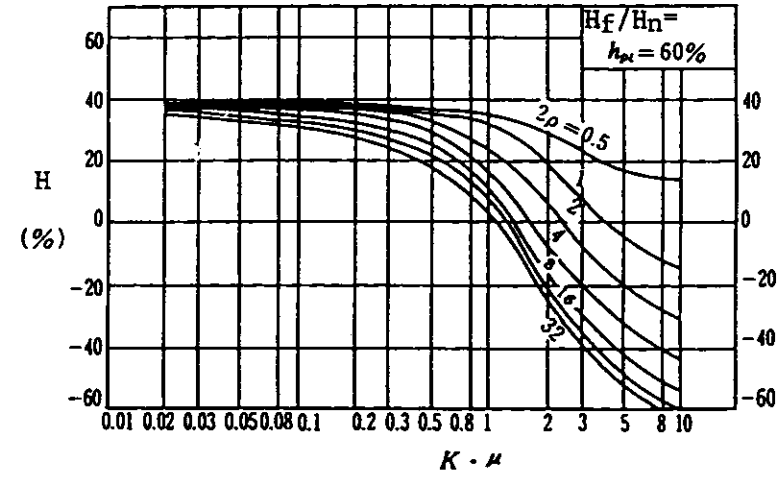
(a) Min. head at pump outlet



(b) Min. head at 1/2L

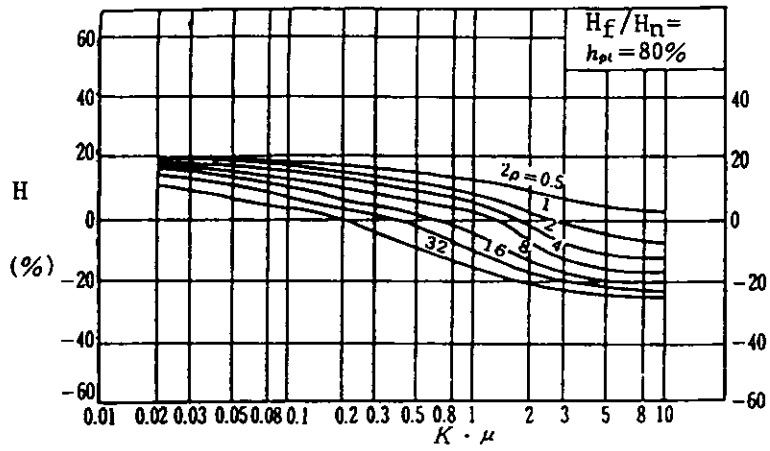


(c) Min. head at 3/4L

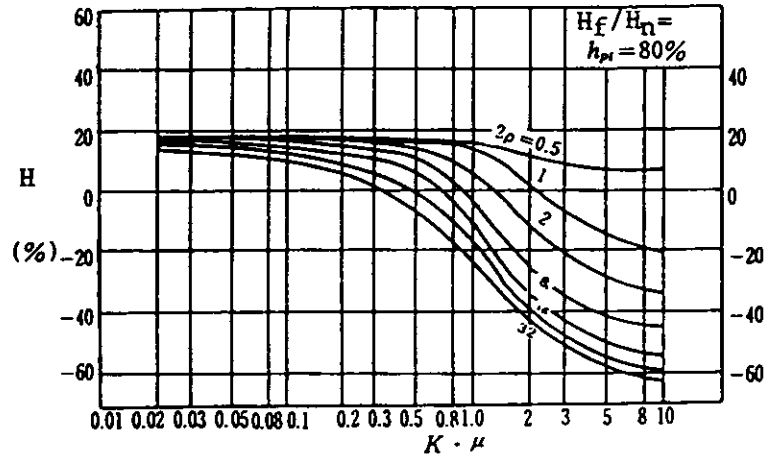


รูปที่ A4.16 ค่าความดันต่ำสุดที่จุดต่าง ๆ ในท่อเมื่อค่า H_r / H_n = 60%

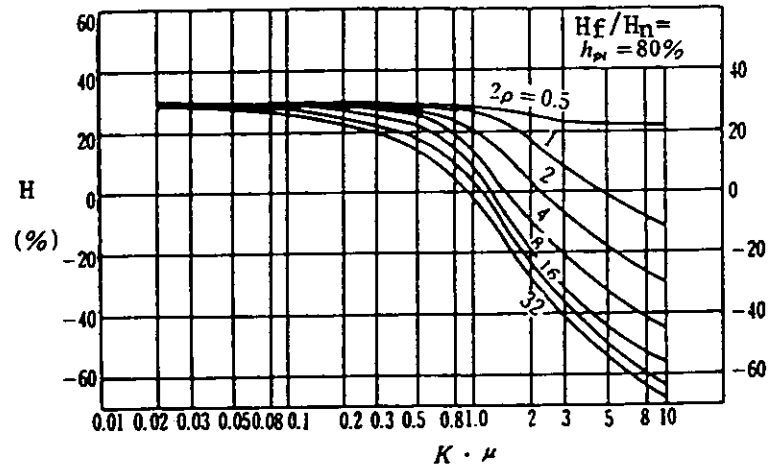
(a) Min. head at pump outlet



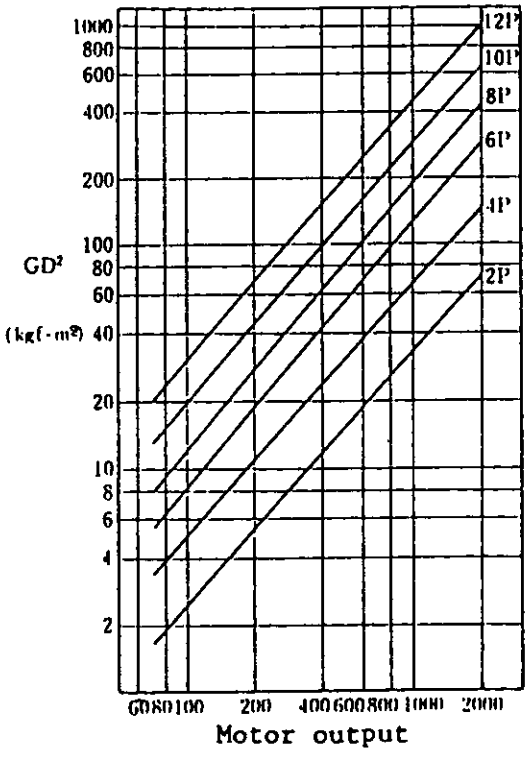
(b) Min. head at 1/2L



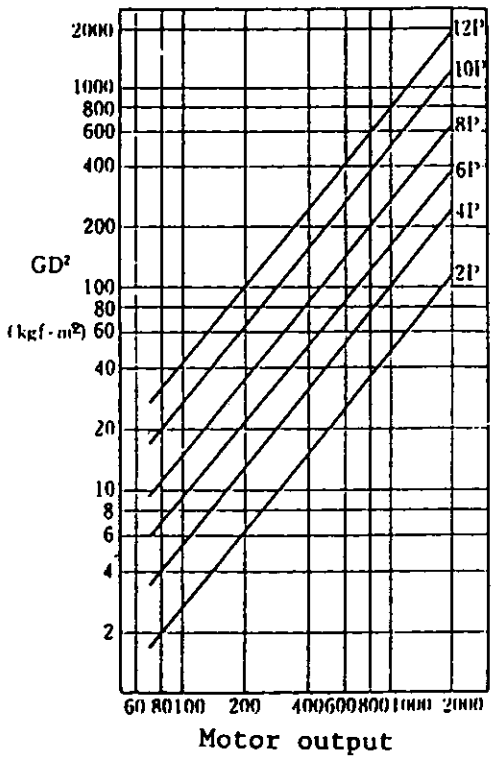
(c) Min. head at 3/4L



รูปที่ A4.17 ค่าความดันต่ำสุดที่จุดต่าง ๆ ในท่อเมื่อค่า H_f / H_n = 80%



รูปที่ A4.18 ค่า GD² สำหรับมอเตอร์เหนี่ยวนำแบบกรงกระรอก

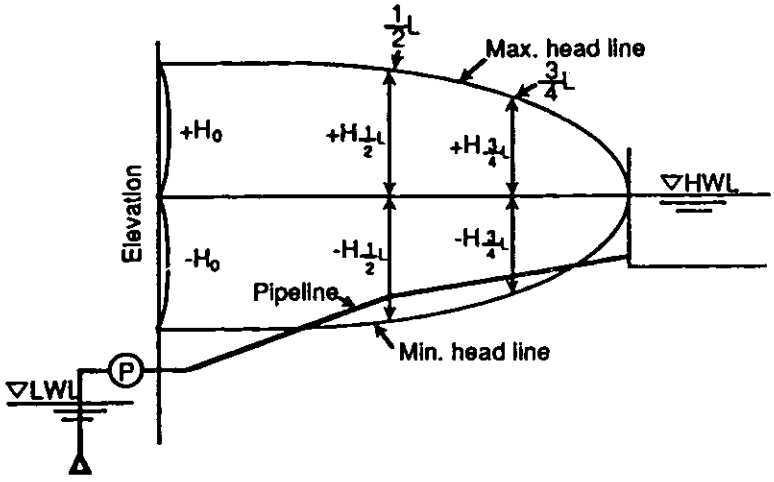


รูปที่ A4.19 ค่า GD² สำหรับมอเตอร์แบบโรเตอร์ขดลวด

การตรวจสอบความดันต่ำสุดดังรูปที่ A4.12 จะทำตามวิธีการดังต่อไปนี้

- *เขียนรูปด้านข้างตามความยาวของท่อซึ่งรวมถึงบ่อสูบและบ่อรับน้ำทางด้านจ่ายด้วย*
- *หาค่า H_f / H_n แล้วเลือกใช้แผนภาพ (A4.13 ถึง A4.17) ที่เหมาะสม ในกรณีค่าอัตราส่วนที่หาได้ไม่ตรงกับรูปใดรูปหนึ่ง ให้ใช้วิธีประมาณค่า (Interpolation)*
- *หาค่าความดันต่ำสุดที่จุดต่างๆ ตามความยาวของท่อโดยอ่านจากแกนตั้งของแผนภาพ*
- *เขียนค่าเฮดความดันต่ำสุดลงบนรูปซึ่งเขียนเอาไว้*
- *ตรวจสอบดูว่าที่จุดใดบ้างที่เฮดมีค่าติดลบ โดยการวัดระยะในแนวดิ่งจากแนวท่อมาสู่เส้นซึ่งแสดงค่าเฮดความดันต่ำสุด*

ค่าเฮดความดันสูงสุดที่เกิดขึ้นจะประมาณได้จากการเขียนเส้นซึ่งเป็นเงาสะท้อนของเส้นเฮดความดันต่ำสุดโดยถือว่าระดับผิวน้ำทางด้านจ่ายเป็นผิวของกระจกเงา ดังรูปที่ A4-20



รูปที่ A4.20 เส้นแสดงเฮดความดันต่ำสุดและสูงสุด

ตัวอย่างการใช้แผนภาพการกระทุ้งของน้ำมีดังต่อไปนี้

ก. ข้อมูลสำหรับการออกแบบ

อัตราการสูบ	: 120 m^3/min
ระดับน้ำทางด้านดูด	: EL 25.00 m
ระดับน้ำทางด้านจ่าย	: EL 60.00 m
เฮดสถิตย์	: 60-25 = 35 m
ท่อที่ใช้	: ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 1,200 mm
	ความหนาของท่อ 12 m
	ความยาว 1,000 m
วัสดุท่อ	: เหล็กกล้าละมุน (Mild Steel)
น้ำหนักจำเพาะของน้ำที่สูบ	: γ = 1 kgf/ℓ

ข. ข้อมูลเกี่ยวกับปั๊มและมอเตอร์

ชนิดของปั๊ม	: ปั๊มเพลานอน ดูดสองด้าน ขนาด 700 มม.	
อัตราการสูบ	: 60 m^3/min	เฮดรวม : 48 เมตร
ความเร็วรอบ	: 730 รอบ/นาที	ประสิทธิภาพ : 83.5%
จำนวนปั๊ม	: 2 เครื่อง	
ชนิดของมอเตอร์	: แบบโรเตอร์ขดลวด 3 เฟส	

กำลังงานที่ให้ : 650 kW ความเร็วรอบ : 730 รอบ/นาที

แรงดันไฟฟ้า : 3,000 โวลท์ ความถี่ : 50 Hz

รูปตัดตามแนวยาวของท่อแสดงไว้ในรูปที่ A4.21

ค. การคำนวณ

(1) เงื่อนไขในการทำงาน

อัตราการสูบของแต่ละเครื่อง	:	Q_n = 60 m^3/min
จำนวนเครื่อง	:	N = 2
เฮดรวม	:	48 เมตร
ความเร็วรอบของปั๊ม	:	730 min^{-1}
ประสิทธิภาพของปั๊ม	:	E_p = 0.835
น้ำหนักจำเพาะของน้ำ	:	γ = 1 kgf/ℓ
กำลังงานที่ต้องการ	:	0.163 x 1 x 60 x 48 / 0.835 = 562.2 kW
แรงบิดของปั๊ม	:	M_n = 974 x 562.2 / 730 = 750 kgf-m
กำลังงานของมอเตอร์	:	P = 650 kW
แรงเฉื่อยของมอเตอร์	:	$(GD^2)_m$ = 160 kgf-m^2 (รูปที่ A4.9)
แรงเฉื่อยของปั๊ม	:	$(GD^2)_p$ = 0.1 x $(GD^2)_m$ = 16 kgf-m^2
แรงเฉื่อยรวม	:	GD^2 = $(GD^2)_m$ + $(GD^2)_p$ = 170 kgf-m^2

(2) สัมประสิทธิ์ของแรงเฉื่อย

$$K = 375\ M_n / (GD^2\ N_p) = 375 \times 750 / (176 \times 730) = 2.19$$

(3) ความเร็วเฉลี่ยของการไหล

$$V_n = N\ (Q_n/60) / [(\pi/4)\ D^2]$$
$$= 2 \times (60/60) / [\ (\pi/4\ )\ (1.2)^2] = 1.768\ m/s$$

(4) ความเร็วของคลื่นความดัน

$$a = \frac{1,425}{\sqrt{1+\left(\frac{k}{E}\right)\left(\frac{D}{t}\right)}} = \frac{1,425}{\sqrt{1+0.01\left(\frac{1,200}{12}\right)}}$$

$$= 1,008\ m/s$$

(5) ค่าคงที่สำหรับท่อ

$$2\rho = \frac{a \cdot V_n}{gH_n} = \frac{1{,}008 \times 1.768}{9.81 \times 48} = 3.79$$

(6) ระยะเวลาเดินทางของคลื่นความดัน

$$\mu = \frac{2L}{a} = \frac{2 \times 1{,}000}{1{,}008} = 1.98$$

(7) ค่า $K\mu$

$$K\mu = 2.19 \times 1.98 = 4.34$$

ง. เฮดความดันต่ำสุดและสูงสุด

(1) ค่า H_f/H_n *เป็นเปอร์เซ็นต์*

$$(H_f/H_n) \times 100 = [(48-35)/48] \times 100 = 27.1\%$$

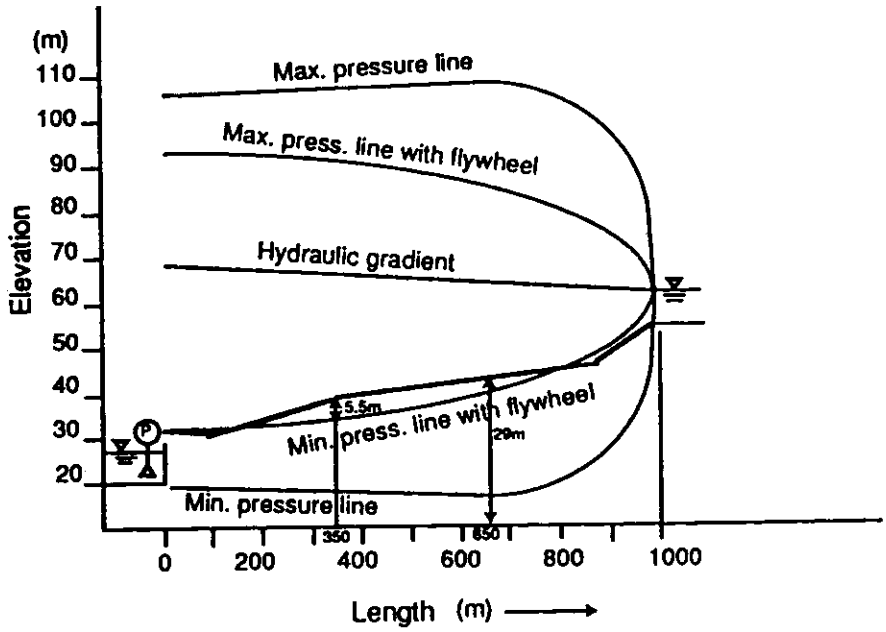
ดังนั้นจะต้องใช้วิธีการประมาณค่าจากรูปที่ A4.14 (H_f/H_n = 20%) และ รูปที่ A4.15 (H_f/H_n = 30%)

(2) ค่าเฮดความดันต่ำสุด

จากรูปที่ A4.14 และ A4.15 ค่าซึ่งสอดคล้องกับค่า 2ρ = 3.79 และ Kμ = 4.34 มีดังนี้

ตำแหน่งของท่อ	ที่ปั๊ม (L=0)	ที่ ½ L (500 m)	ที่ ¾ L (750 m)
เฮดความดันต่ำสุด - %	- 13%	- 19.5%	- 10.5%
คิดเป็นเฮด	48 x (-0.13)	48 x (-0.195)	48 x (-0.105)
	= - 6.0 m	= - 9.4 m	= - 5.0 m

เส้นซึ่งแสดงเฮดความดันต่ำสุดที่จุดต่างๆ บนท่อเมื่อเทียบกับระดับน้ำทางด้านดูด จะเขียนโดยการลากเส้นโค้งมนผ่านจุดซึ่งนำค่าข้างต้นไปหักออกจากระดับน้ำทางด้านดูดดังแสดงไว้ในรูปที่ A4.21 ค่าเฮดความดันซึ่งเป็นลบจะมากที่สุดเท่ากับ -29 เมตร จากแนวระดับของท่อซึ่งอยู่ห่างจากปั๊ม 650 เมตร แสดงให้เห็นว่าจำเป็นต้องมีมาตรการป้องกันเพื่อป้องกันมิให้น้ำเกิดการแยกตัว



รูปที่ A4.21 เส้นซึ่งแสดงเฮดความดันในท่อก่อนและหลังติดตั้งมู่เล่

(3) เฮดความดันสูงสุด

โดยการเขียนเส้นเฮดความดันซึ่งเป็นเสมือนเงาของเส้นเฮดความดันต่ำสุดโดยให้ระดับน้ำทางด้านจ่ายเป็นแกน ก็จะได้เส้นเฮดความดันสูงสุดดังแสดงไว้ในรูปที่ A4.21

(4) การแก้ปัญหาโดยใช้มู่เล่ (Flywheel)

เฮดความดันต่ำสุดซึ่งมีค่าเป็นลบสามารถที่จะทำให้สูงขึ้นจนใกล้เคียงกับแนวระดับของท่อได้โดยการติดตั้งมู่เล่ที่ปั๊มแต่ละเครื่อง แรงเฉื่อยที่จะได้รับจากมู่เล่จะเลือกโดยกำหนดให้เฮดต่ำสุดที่จุดกึ่งกลางความยาวของท่อ (½ L) มีค่าเท่ากับ 13 เมตร เมื่อวัดจากระดับน้ำทางด้านดูด

$$(H_{0.5L}/H_n) \times 100 = (13/48) \times 100 = 27\%$$

จากรูปที่ A4.14 และ A4.15 เมื่อเลือกกำหนดให้ค่า $2\rho = 3.79$ และ H % = 27 ค่า Kμ โดยประมาณจะเท่ากับ 0.76

ค่าความดันต่ำสุดที่ได้จากรูปที่ A4.14 และ A4.15 ที่จุดต่างๆ ตามความยาวของท่อจะมีค่าดังต่อไปนี้

ตำแหน่งของท่อ	ที่ปั๊ม (L = 0)	ที่ ½ L (500 m)	ที่ ¾ L (750 m)
เฮดความดันต่ำสุด - %	10.5 %	27 %	40 %
คิดเป็นเฮด	48 x 0.105	48 x 0.27	48 x 0.40
	= 5.0 m	= 13 m	= 19.2 m

เส้นเฮดต่ำสุดเมื่อมีมู่เล่ซึ่งแสดงไว้ในรูปที่ A4.2 แสดงให้เห็นว่าค่าเฮดต่ำสุดซึ่งเป็นลบจะมีค่าเท่ากับ -5.5 เมตร ซึ่งจะอยู่ห่างจากปั๊ม 350 เมตร ค่าดังกล่าวนี้อยู่ในเกณฑ์ที่ยอมรับได้สำหรับการป้องกันการแยกตัวของน้ำในท่อ

ขนาดของมู่เล่ที่จะต้องใช้สามารถหาได้จากค่าของ Kμ ซึ่งเท่ากับ 0.76

$$K = 0.76/\mu = 0.76/1.98 = 0.38$$

และจากสมการสำหรับค่า K

$$GD^2 = 375\ M_n/(K \cdot N_p)$$

$$= 375 \times 750 / (0.38 \times 730) = 1{,}014\ \text{kgf-m}^2$$

แรงเฉื่อยที่จะต้องได้จากมู่เล่ $(GD^2)_f$ จะหาได้จาก

$$(GD^2)_f = GD^2 - (GD^2)_m - (GD^2)_p$$

$$= 1{,}040 - 160 - 16 = 838\ \text{kgf-m}^2$$

ค่าแรงเฉื่อยที่ต้องการจากมู่เล่ $(GD^2)_f$ จะต้องนำมาพิจารณาความเหมาะสมทางเชิงกลที่จะนำมาใช้งาน ถ้าหากต้องใช้มู่เล่ที่มีขนาดใหญ่มากก็ควรจะพิจารณาทางเลือกอื่น

A4.6 การคำนวณปล่องจำกัดคลื่นความดัน (Surge Tank) แบบธรรมดา

เพื่อที่จะให้การใช้ปล่องจำกัดคลื่นความดันมีประสิทธิภาพในการป้องกันการกระทุ้งของน้ำ ควรปฏิบัติตามข้อแนะนำดังต่อไปนี้

1) ที่ตั้งของปล่องจำกัดคลื่นความดันจะต้องอยู่ที่หรือใกล้ๆ กับจุดซึ่งจะเกิดหรือมีโอกาสที่จะเกิดความดันที่เป็นลบที่มีค่ามากที่สุด

2) พื้นที่หน้าตัดของปล่องจะต้องใหญ่พอที่จะชะลอความแปรปรวนของระดับผิวน้ำในปล่องนั้น

3) ปล่องจะต้องมีปริมาตรมากพอที่จะไม่ทำให้อากาศไหลเข้าไปในท่อขณะที่ความดันในท่อลดลงต่ำสุด

4) ปล่องจะต้องมีความสูงพอโดยไม่ทำให้น้ำล้นออกจากปล่องในขณะที่ความดันเพิ่มขึ้นสูงสุด หรือมิฉะนั้นจะต้องจัดให้มีทางระบายน้ำที่เหมาะสม

การลดลงของระดับน้ำในปล่องหลังจากที่มีการปิดปั๊มอย่างกะทันหันจะดูได้จากรูปที่ A4.22 และการเพิ่มระดับสูงขึ้นของน้ำในปล่องเมื่อมีการเปิดปั๊มอย่างฉับพลันจะดูได้จาก A4.23 โดยการเลือกกำหนดระดับน้ำในปล่องที่ยอมให้สูงขึ้นและลดลง พื้นที่หน้าตัดก็จะสามารถคำนวณหาได้ดังเช่นที่จะแสดงไว้ในตัวอย่างต่อไปนี้

ก. ข้อมูลสำหรับการออกแบบ

ชนิดของปั๊ม : ปั๊มเพลานอน ดูดสองด้าน ขนาด 700 มม.
อัตราการสูบ : 60 ลบ. เมตร/วินาที ความเร็วรอบ : 580 รอบ/ นาที
เฮดสถิตย์ : 8 เมตร เฮดรวม : 14 เมตร
ขนาดของมอเตอร์ : 180 kW
ระดับน้ำทางด้านดูด : EL 5.00 เมตร
ระดับน้ำทางด้านจ่าย : EL 13.00 เมตร
ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของท่อ : 800 มม.
ความยาวของท่อ : 1,000 เมตร
ตำแหน่งของปล่องจำกัดคลื่นความดัน : ที่ทางจ่ายของปั๊ม

หมายเหตุ : *สมมุติว่าปั๊มหยุดหมุนทันทีที่กระแสไฟฟ้าขัดข้องและไม่มีการไหลย้อนกลับเมื่อปั๊มหยุดทำงานเนื่องจากได้ติดตั้งเชควาล์วไว้ทางด้านจ่ายของปั๊มแล้ว*

ข. การคำนวณ

(1) สำหรับกรณีที่ปั๊มหยุดทำงานกระทันหัน

สมมุติให้ระดับผิวน้ำในปล่องลดลงได้ไม่เกิน 9.0 เมตร

$$S_A = 9.0 \text{ m}$$

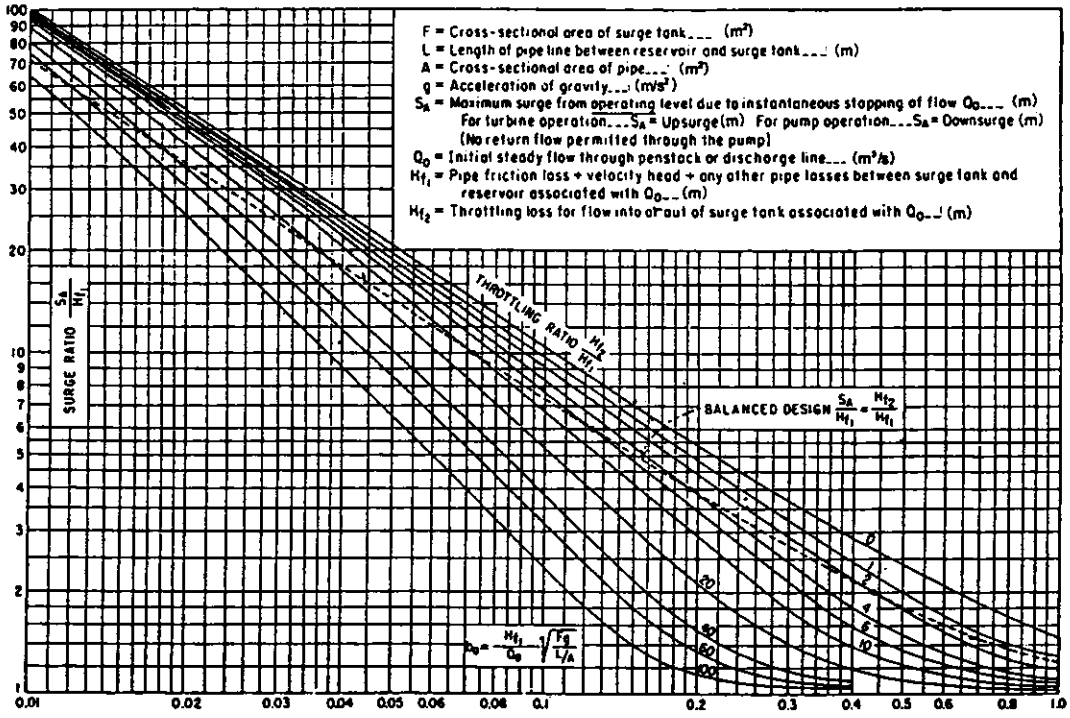
การเสียเฮดความฝืดระหว่างปล่องกับบ่อรับน้ำทางด้านจ่าย

$$H_{f1} = 14 - 8 = 6 \text{ m}$$

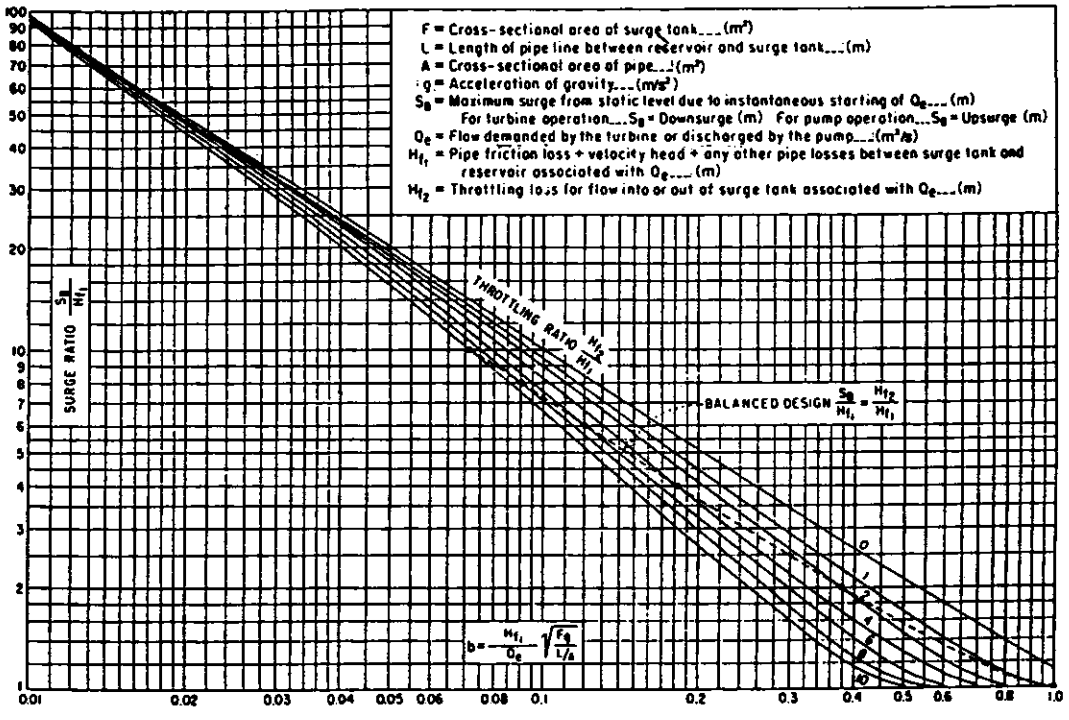
สมมุติว่าไม่มีการเสียเฮดที่ทางออกจากปล่องไปสู่ท่อ หรือสัดส่วนของ $H_{f2}/H_{f1}=0$

สัดส่วนของความแปรปรวนของผิวน้ำในปล่อง : $S_A/H_{f1} = 9/6 = 1.5$

จากรูปที่ A4.22 b_o จะมีค่าเท่ากับ 0.95 สำหรับค่า H_{f2}/H_{f1} และ S_A/H_{f1} ที่กำหนด ดังนั้นขนาดพื้นที่หน้าตัดของปล่อง F จะคำนวณได้โดย



รูปที่ A4.22 ระดับน้ำในปล่องจำกัดคลื่นความดันที่ยอมให้ลดลงสูงสุด เมื่อมีการปิดปั๊มอย่างกะทันหัน



รูปที่ A4.23 ระดับน้ำในปล่องจำกัดคลื่นความดันที่ยอมให้เพิ่มขึ้นสูงสุดเมื่อมีการเปิดปั๊มอย่างฉับพลัน

$$F = (b_o Q_o / H_{f1})^2 L / (gA)$$
$$= (0.95 \times 1.0/6)^2 \times 1{,}000 / (9.81 \times 0.503)$$
$$= 5.09\ m^2$$

ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของปล่องที่ใช้ได้ = 2.50 เมตร

(2) สำหรับกรณีที่เปิดปั๊มอย่างฉับพลัน

สมมุติให้ระดับน้ำในปล่องเพิ่มขึ้นอย่างฉับพลันได้ไม่เกิน S_B = 9.0 เมตร

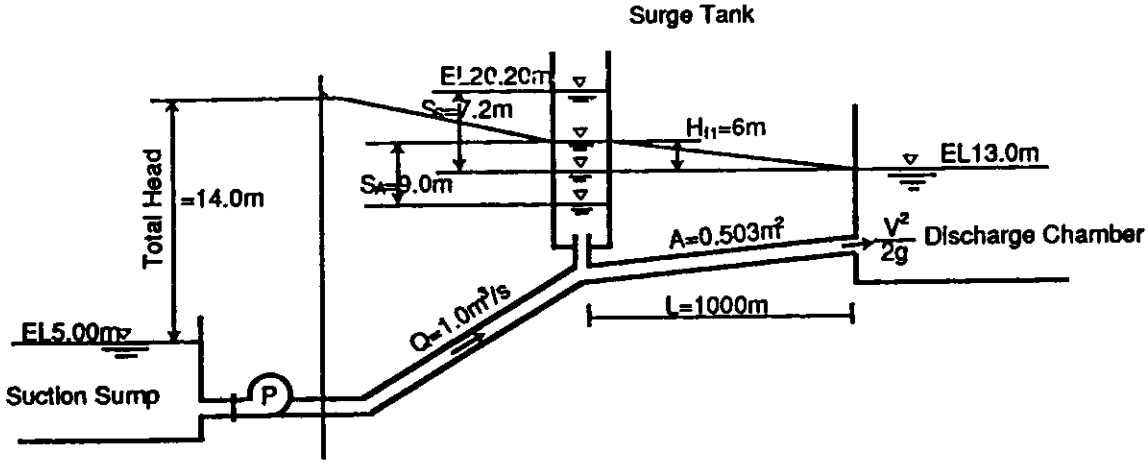
ค่าอัตราส่วน H_{f2}/H_{f1} และความแปรปรวนของผิวน้ำ S_B/H_{f1} ยังคงเหมือนกับกรณีที่เป็นการปิดปั๊มอย่างกะทันหัน

จากรูปที่ A4.23 b จะมีค่าเท่ากับ 0.72 และขนาดพื้นที่หน้าตัดของปล่องจะคำนวณได้โดย

$$F = (b Q_o / H_{f1})^2 \ L / (gA)$$
$$= (0.72 \times 1.0 / 6.0)^2 \times 1{,}000 / (9.81 \times 0.503)$$
$$= 2.92\ m^2$$

ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของปล่องที่ใช้ได้เท่ากับ 2.0 เมตร

โดยสรุป ปล่องจำกัดคลื่นความดัน (Surge Tank) ควรจะมีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 2.50 เมตร ซึ่งจะสามารถควบคุมให้ความแปรปรวนของผิวน้ำในปล่องอยู่ในระดับที่ยอมรับได้ ทั้งในกรณีที่เป็นการลดหรือเพิ่มความดัน



รูปที่ A4.24 ปล่องจำกัดคลื่นความดันแบบธรรมดาที่ใช้ควบคุมทั้งการลดลงและเพิ่มขึ้นของคลื่นความดัน

ภาคผนวกที่ 5

การทดสอบสมรรถนะของปั๊ม

เพื่อเป็นการพิสูจน์ว่าปั๊มจะมีสมรรถนะในการทำงานตามที่กำหนด ผู้ซื้ออาจขอให้มีการทดสอบในโรงงานเพื่อที่จะวัดการทำงานซึ่งรวมถึงเฮด อัตราการสูบ ความเร็วรอบและกำลังงานที่ต้องการ การตรวจสอบสมรรถนะในการดูดซึ่งเกี่ยวข้องกับคาวิเตชั่นจะกระทำต่อเมื่อเห็นว่ามีความจำเป็น การตรวจสอบเงื่อนไขในการทำงานอาจทำไปพร้อมๆ กันกับสมรรถนะในการทำงาน จะต้องมีการวิเคราะห์และรายงานผลการทดสอบเพื่อยืนยันการรับประกันสมรรถนะที่กำหนด

รายละเอียดของวิธีการทดสอบจะให้ไว้ในข้อกำหนดหรือมาตรฐานที่เกี่ยวข้อง เช่น International Standard (ISO), Hydraulic Institute Standard (HIS), Japanese Industrial Standard (JIS) ฯลฯ ในการระบุข้อกำหนด (Specification) เพื่อการจัดซื้อปั๊ม ถ้ามีการกำหนดให้ต้องมีการทดสอบเพื่อยืนยันสมรรถนะจะต้องระบุชื่อของบัญญัติที่จะต้องใช้เป็นเกณฑ์ด้วย วิธีการทดสอบต่อไปนี้ส่วนใหญ่จะอิงตามบัญญัติของมาตรฐานอุตสาหกรรมของประเทศญี่ปุ่นหรือ JIS

A5.1 เงื่อนไขในการทดสอบและเครื่องมือที่ใช้

(1) ของเหลวที่ใช้ทดสอบ

โดยปกติการทดสอบปั๊มจะทำโดยใช้น้ำใสที่มีอุณหภูมิปกติโดยไม่คำนึงถึงว่าจะนำไปใช้กับของเหลวอะไร ในกรณีที่ของเหลวดังกล่าวมีคุณสมบัติที่แตกต่างจากน้ำมาก จะต้องมีข้อตกลงกันไว้ล่วงหน้าว่าจะมีการตีความผลการทดลองอย่างไร

(2) ความเร็วที่ใช้ทดสอบ

ความเร็วรอบของปั๊มที่ใช้ทดสอบควรจะเป็นค่าเดียวกันกับที่กำหนด อย่างไรก็ตาม การทดสอบที่ความเร็วรอบซึ่งแตกต่างจากความเร็วที่ระบุไม่เกิน 20 เปอร์เซ็นต์อาจจะยอมให้ใช้ได้ กรณีเช่นที่ว่านี้จะเกิดขึ้นเมื่อความถี่ของกระแสไฟฟ้าที่มีอยู่เพื่อการทดสอบแตกต่างจากที่จะใช้กับมอเตอร์ที่ขับเคลื่อนปั๊ม

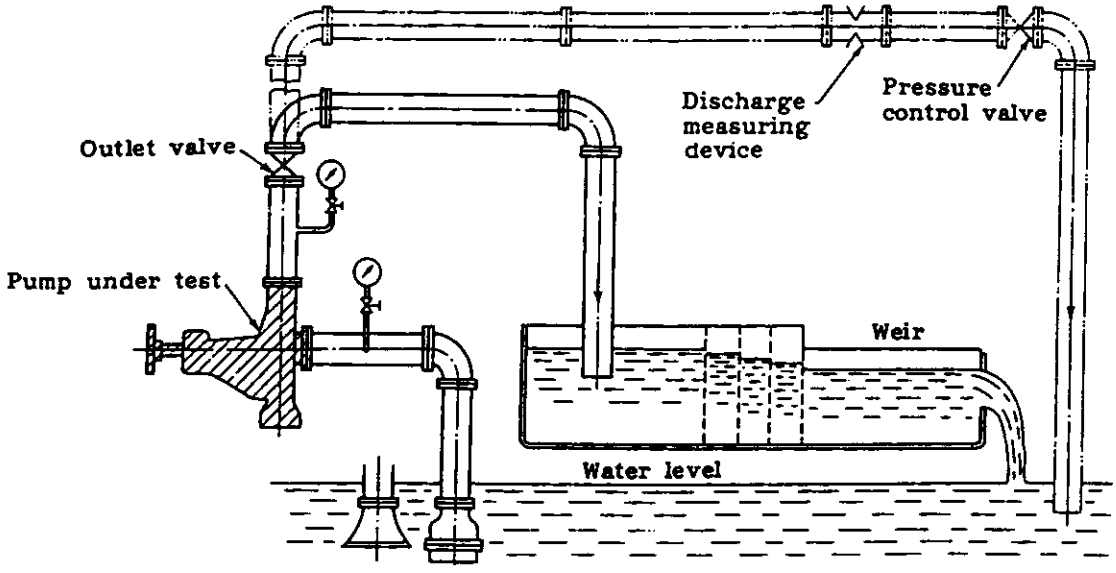
(3) จุดที่ทำการวัด

ควรจะมีการวัดสมรรถนะการทำงานของปั๊มหลายๆ จุดตลอดช่วงที่คาดว่าจะต้องใช้

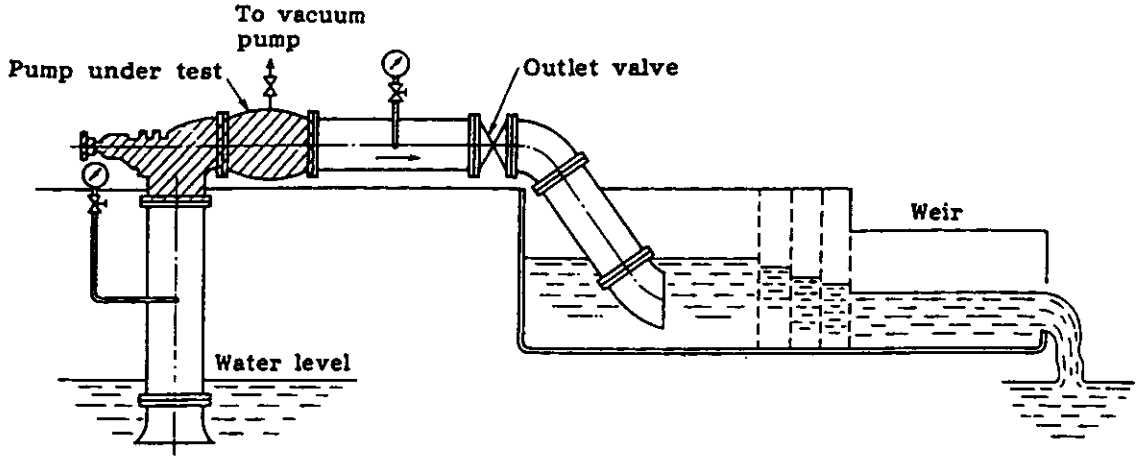
งาน สำหรับปั๊มแบบ Radial Flow การวัดจะต้องทำที่อัตราการสูบที่แตกต่างกันไม่น้อยกว่า 5 ค่า รวมทั้งค่าที่จุด Shut-off (ปั๊มทำงานโดยวาล์วด้านจ่ายปิดสนิท) ด้วย

(4) เครื่องมือที่ใช้ทดสอบ

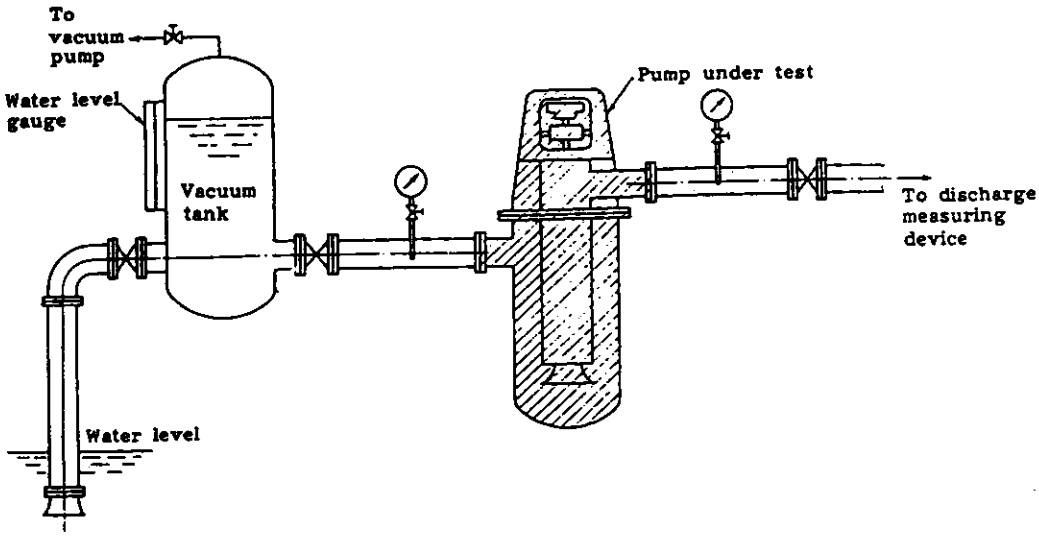
ปั๊มที่จะถูกทดสอบจะต้องติดตั้งบนชุดทดสอบซึ่งมีคุณสมบัติตามมาตรฐานที่ได้ตกลงกันไว้ รูปที่ A5.1 และ A5.2 เป็นตัวอย่างชุดทดสอบที่ใช้กับปั๊มแบบ Radial Flow และ Axial Flow ตามลำดับ



รูปที่ A5.1 ชุดทดสอบสำหรับปั๊มแบบ Radial Flow



รูปที่ A5.2 ชุดทดสอบสำหรับปั๊มเฮดต่ำ



รูปที่ A5.3 อุปกรณ์ที่ใช้ทดสอบสมรรถนะทางด้านดูดของปั๊ม

เมื่อมีการกำหนดให้หาค่า NPSH ที่ต้องการ การตรวจสอบสมรรถนะทางด้านดูดจะทำโดยการจัดให้มีอุปกรณ์ควบคุมความดันทางด้านดูดของปั๊มดังแสดงไว้ในรูปที่ A5.3 ซึ่งทำโดยใช้ถังสูญญากาศ

ในการทดสอบจะต้องทำให้การไหลเข้าไปสู่ช่องเปิดทางดูดของปั๊มเป็นการไหลแบบสม่ำเสมอเพื่อให้การวัดมีความแม่นยำ การไหลที่แปรปรวนในบริเวณที่ติดตั้งเกจ์วัดความดันอาจแก้ไขได้โดยการจัดให้มีท่อตรงที่ยาวพอสมควรก่อนถึงจุดดังกล่าว

A5.2 วิธีการทดสอบ

โดยปกติการวัดค่าต่างๆ จะทำในขณะที่ปั๊มกำลังทำงานด้วยความเร็วรอบที่ใช้ทดสอบ ค่าอัตราการสูบขนาดต่างๆ ที่จะต้องทดสอบจะได้จากการปรับช่องเปิดของวาล์วทางด้านจ่าย ก่อนทำการวัดในแต่ละค่าอัตราการสูบจะต้องรอให้สภาวะการทำงานของปั๊มเข้าสู่ระดับปกติเสียก่อน และจะต้องทำการอ่านค่าหลายครั้ง

(1) เฮดรวม

เฮดที่ได้จากปั๊มก็คือความแตกต่างระหว่างพลังงานต่อหนึ่งหน่วยน้ำหนักของของเหลวที่จุดซึ่งของเหลวไหลเข้าและไหลออกจากปั๊ม ค่าเฮดที่ได้จากปั๊มนี้จะบอกเป็นแท่งความสูงของของเหลว ในกรณีที่สามารถวัดเฮดทางด้านดูดได้ เช่นในกรณีของปั๊มเพลานอน เฮดรวมของปั๊มจะหาได้จากสมการที่ (A5.1)

$$H = H_d - H_s + \frac{V_d^2}{2g} - \frac{V_s^2}{2g} \qquad \text{..... (A5.1)}$$

โดย H = *เฮดรวมของปั๊ม* (m)

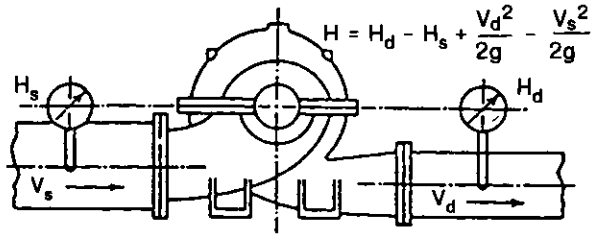
H_d = *เฮดทางด้านจ่ายของปั๊มเมื่อวัดจากระดับอ้างอิง* (m)

H_s = *เฮดทางด้านดูดของปั๊มเมื่อวัดจากระดับอ้างอิงเดียวกัน* (m)

V_d = *ความเร็วเฉลี่ยของของเหลวที่จุดซึ่งวัดเฮดทางด้านจ่าย* (m/s)

V_s = *ความเร็วเฉลี่ยของของเหลวที่จุดซึ่งวัดเฮดทางด้านดูด* (m/s)

g = *ความเร่งเนื่องจากแรงดูดของโลก* (9.81 m/s^2)



รูปที่ A5.4 เฮดรวมของปั๊มเพลานอน

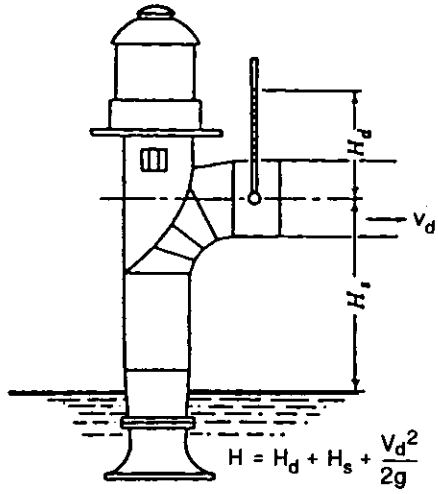
สำหรับปั๊มเพลาตั้งซึ่งปลายท่อดูดอยู่ต่ำกว่าระดับผิวของของเหลว เฮดรวมของปั๊มจะหาได้จากสมการที่ (A5.2)

$$H = H_d + H_s + \frac{V_d^2}{2g} \qquad \text{..... (A5.2)}$$

โดย H_d = *เฮดทางด้านจ่ายของปั๊มวัดจากระดับจุดศูนย์กลางของท่อจ่าย* (m)

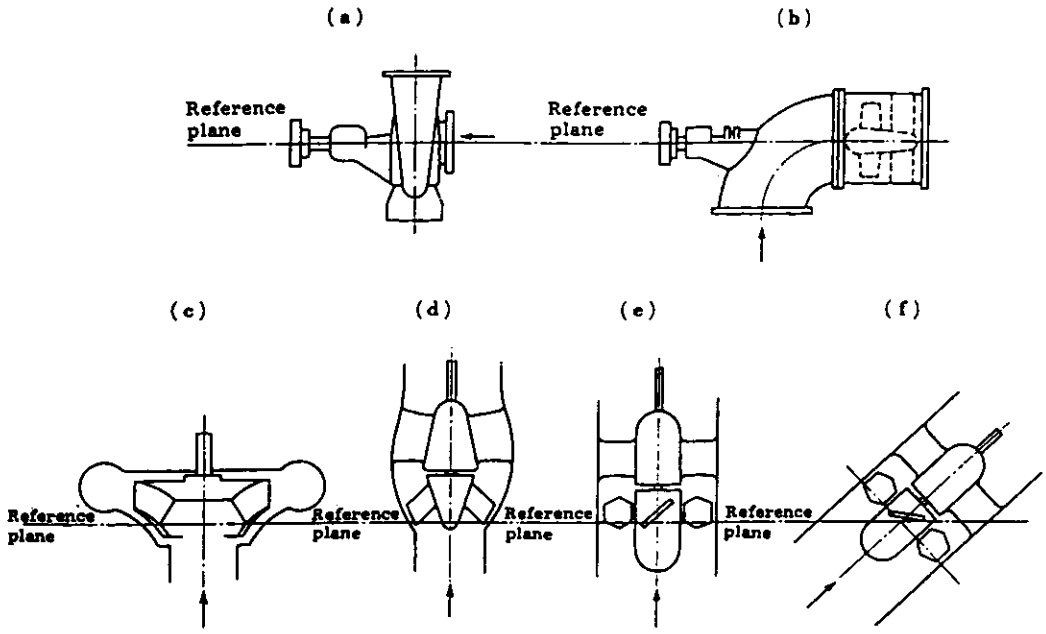
H_s = *เฮดทางด้านดูดของปั๊มวัดจากระดับจุดศูนย์กลางของท่อจ่าย* (m)

V_d = *ความเร็วเฉลี่ยของของเหลวที่จุดซึ่งวัดเฮดทางด้านจ่าย* (m/s)



รูปที่ A5.5 เฮดรวมของเพลาตั้ง

ในการหาเฮดทางด้านจ่ายและทางด้านดูดของปั๊ม จะต้องมีการกำหนดระดับอ้างอิงซึ่งจะแตกต่างกันออกไปตามชนิดของปั๊มดังแสดงไว้ในรูปที่ A5.6 ค่า NPSH ที่ต้องการก็จะต้องอ้างอิงจากระดับดังกล่าวนี้เช่นเดียวกัน



รูปที่ A5.6 ระดับอ้างอิงของปั๊มชนิดต่าง ๆ

เฮดทางด้านดูดและด้านจ่ายของปั๊มจะวัดในรูปของความดันโดยใช้เครื่องมือดังต่อไปนี้ คือ

(1) เกจ์วัดความดันแบบ Bourdon ใช้วัดความดันที่เป็นบวกและสูญญากาศ

(2) มาโนมิเตอร์หรือหลอดแก้วบรรจุของเหลว

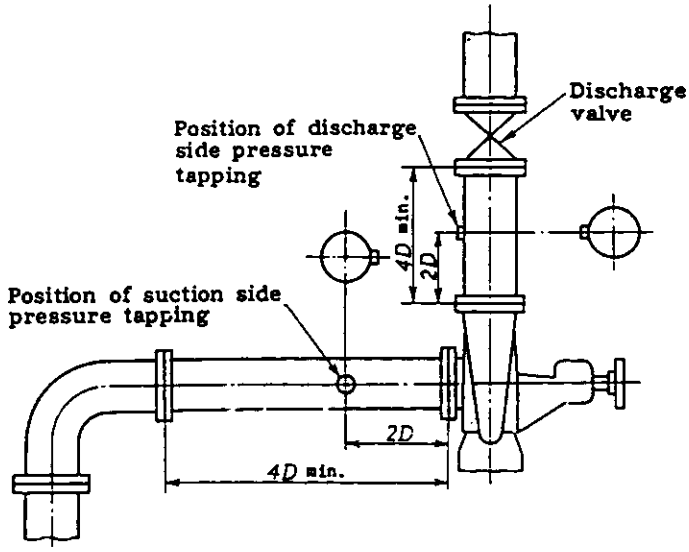
(3) หลอดแก้วรูปตัวยูบรรจุปรอท

(4) เกจ์วัดความดันแบบอื่นๆ

การเจาะรูที่ผนังท่อเพื่อติดตั้งอุปกรณ์วัดความดันจะต้องอยู่ในตำแหน่งที่เหมาะสม ซึ่งความเร็วที่จุดต่างๆ บนหน้าตัดของท่อจะไม่มีความแปรปรวน รูปที่ A5.7 แสดงตำแหน่งที่เหมาะสมสำหรับเจาะรูเพื่อวัดความดัน โดย D เป็นขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของท่อ

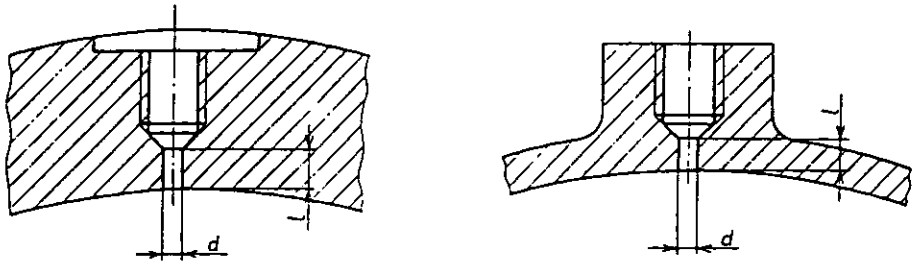
รูที่เจาะเพื่อวัดความดันจะต้องไม่ยู่หรือบิดเบี้ยว รูเจาะจะต้องตั้งฉากและมีขอบเสมอกับผนังด้านในของท่อดังแสดงไว้ในรูปที่ A5.8

ความดันที่วัดด้วยเกจ์วัดความดันซึ่งขีดแบ่งบอกค่าเป็น kgf/cm^2 สามารถแปลงให้เป็นเฮดได้โดยใช้สมการที่ (A5.3)



รูปที่ A5.7 ตำแหน่งบนท่อที่จะใช้ติดตั้งเกจ์วัดความดัน

(a) Thick wall (b) Thin wall



$l > 2\ d$ where d = 2 to 6 mm or $\frac{1}{10}$ of pipe diameter, whichever is smaller.

รูปที่ A5.8 ลักษณะของรูเจาะเพื่อติดตั้งอุปกรณ์วัดความดัน

$$H = 10 \cdot p/\gamma \qquad \text{..... (A5.3)}$$

โดย H = *เฮด* (m)

p = *ความดันที่วัดได้เป็น* kgf/cm^2

γ = *น้ำหนักจำเพาะของของเหลว* (kgf/ℓ)

= 1 kgf/ℓ ถ้าเป็นน้ำ

ถ้าขีดแบ่งบนหน้าปัดของเกจ์วัดความดันเป็น MPa ค่าเฮดจะหาได้โดยใช้สมการที่ A5.4

$$H = 10^6\ p/\rho g \qquad \text{..... (A5.4)}$$

โดย H = *เฮด* (m)

p = *ความดันที่วัดได้เป็น* MPa

ρ = *ความหนาแน่นของของเหลว* (kg/m^3)

= 1,000 kg/m^3 ถ้าเป็นน้ำ

g = *ความเร่งเนื่องจากแรงดึงดูดของโลก* (9.81 m/s^2)

เฮดทางด้านดูดและด้านจ่ายจะต้องระบุโดยเทียบจากระดับอ้างอิงดังเช่นที่ให้ไว้ในรูปที่ A5.6 ซึ่งทำได้โดยการแปลงค่าความดันที่อ่านได้แล้วนำไปรวมกับความสูงของเกจ์วัดความดันเหนือระดับอ้างอิงถ้าเกจ์อยู่สูงกว่า หรือหักค่าที่แปลงแล้วด้วยความสูงที่ระดับอ้างอิงอยู่เหนือกว่าเกจ์วัดความดัน

(2) อัตราการสูบ

จะต้องมีการวัดปริมาตรสุทธิที่ไหลผ่านปั๊มต่อหนึ่งหน่วยเวลาเพื่อหาอัตราการไหล การวัดอัตราการไหลโดยตรงสามารถทำได้โดยใช้เครื่องมือดังต่อไปนี้

ก. แผ่นช่องตีบ หัวฉีด และท่อคอขวด (Orifice Plate, Nozzle, Venturi Tube)

การวัดอัตราการไหลทำโดยติดตั้งอุปกรณ์ที่จะทำให้พื้นที่หน้าตัดภายในของท่อเล็กลง ความเร็วในการไหลผ่านส่วนของท่อที่ถูกบีบให้เล็กลงนี้จะหาได้จากความแตกต่างของเฮดก่อนและหลังอุปกรณ์ดังกล่าว อัตราการไหลจะคำนวณได้จากสมการที่ (A5.5)

$$Q = 60 \cdot C \cdot A\sqrt{2gh} \qquad \text{..... (A5.5)}$$

โดย Q = *อัตราการไหล* (m^3/min)

C = *ค่าสัมประสิทธิ์ที่ขึ้นกับชนิดของอุปกรณ์*

A = *พื้นที่หน้าตัดของช่องเปิด* (m^3)

= $\frac{\pi d^2}{4}$ *โดย* d *เป็นขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของช่องเปิด* (m)

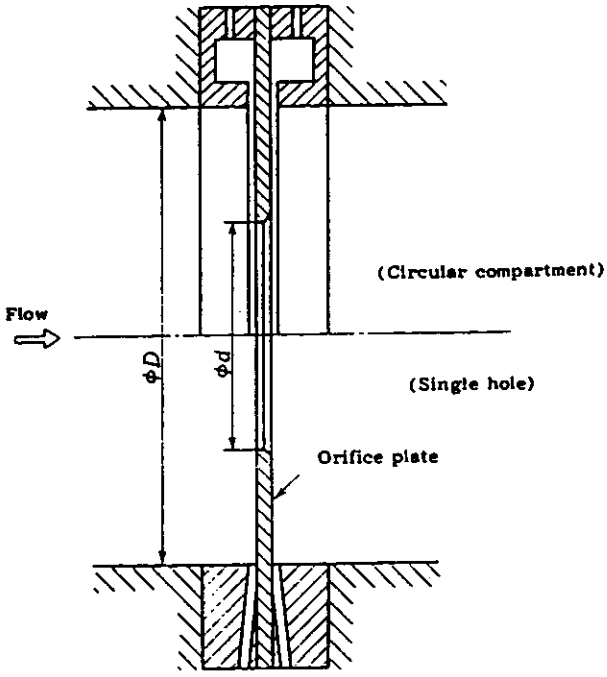
h = *ความแตกต่างของเฮด* (m)

รูปที่ A5.9 ถึง A5.11 เป็นตัวอย่างของอุปกรณ์ที่ใช้ลดพื้นที่หน้าตัดภายในท่อ

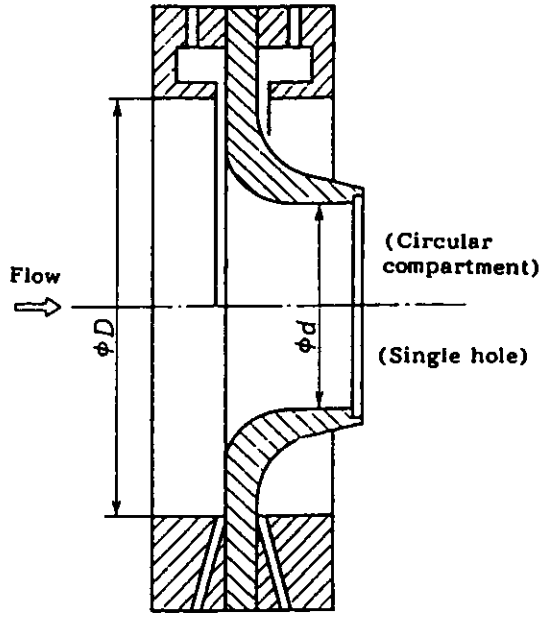
ในการใช้อุปกรณ์วัดอัตราการไหลทั้งสามแบบข้างต้น จะต้องมีท่อตรงที่ยาวไม่น้อยกว่าที่กำหนดตามมาตรฐานสำหรับอุปกรณ์นั้นๆ ติดตั้งไว้ทางด้านเหนือและท้ายน้ำ โดยปกติความแตกต่างของความดันจะวัดโดยใช้หลอดแก้วบรรจุปรอทรูปตัวยู

ข. ฝายวัดน้ำ

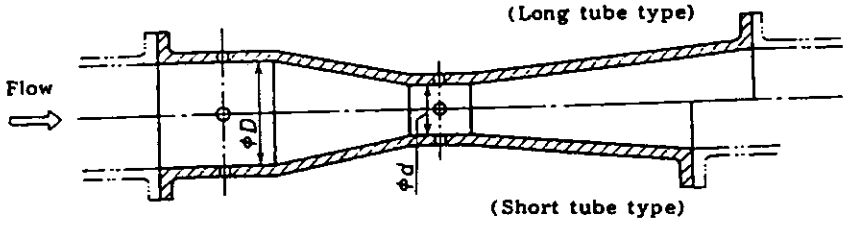
อัตราการสูบของปั๊มสามารถวัดด้วยฝายวัดน้ำ ในการคำนวณอัตราการไหลจะต้องมีการวัด



รูปที่ 5.9 แผ่นช่องตีบ (Orifice Plate)



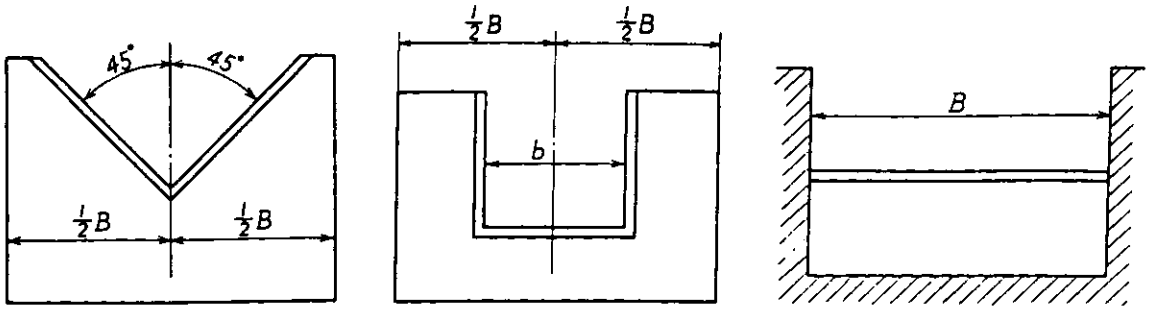
รูปที่ A5.10 หัวฉีด (Nozzle)



รูปที่ 5.11 ท่อคอขวด (Venturi Tube)

เฮดเหนือระดับสันฝายอย่างถูกต้อง การสร้างและติดตั้งฝายวัดน้ำจะต้องเป็นไปตามมาตรฐานที่เกี่ยวข้อง รูปร่างของฝายที่ใช้แสดงไว้ในรูปที่ A5.12 สำหรับฝายสามเหลี่ยม ฝายสี่เหลี่ยมบีบข้าง และฝายสี่เหลี่ยมไม่บีบข้าง

ทางน้ำหน้าฝายจะต้องเป็นแนวตรงและมีความกว้างตามมาตรฐานเป็นระยะทางขึ้นไปทางเหนือน้ำยาวพอสมควร เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงอัตราการไหลจะต้องรอให้ผิวน้ำมีการปรับตัวจนได้ค่าคงที่เสียก่อนจึงมีการอ่านค่าเฮด



ก) ฝายสามเหลี่ยม ข) ฝายสี่เหลี่ยมบีบข้าง ค) ฝายสี่เหลี่ยมไม่บีบข้าง

รูปที่ A5.12 ฝายวัดน้ำ

สำหรับฝายสามเหลี่ยมที่มุมของสันฝายเป็นมุมฉาก อัตราการไหลจะคำนวณได้จากสมการที่ (A5.6)

$$Q = K \cdot h^{5/2} \qquad \text{..... (A5.6)}$$

โดย Q = *อัตราการไหล* (m^3/min)
K = *ค่าสัมประสิทธิ์ของฝายสามเหลี่ยม*
h = *เฮดเหนือสันฝาย* (m)

สำหรับฝายสี่เหลี่ยมทั้งแบบบีบและไม่บีบข้าง อัตราการไหลจะคำนวณได้จากสมการที่ (A5.7)

$$Q = K \cdot B \cdot h^{3/2} \qquad \text{..... (A5.7)}$$

โดย Q = *อัตราการไหล* (m^3/min)
K = *ค่าสัมประสิทธิ์ที่ขึ้นอยู่กับชนิดของฝาย*
B = *ความยาวของฝาย* (m)
h = *เฮดเหนือสันฝาย* (m)

สัมประสิทธิ์ K สำหรับฝายทั้งสามชนิดจะหาได้จากเอกสารที่เกี่ยวข้อง การวัดอัตราการไหลโดยใช้ฝายจะมีความเหมาะสมกับการทดสอบปั๊มขนาดกลางและขนาดใหญ่ที่มีเฮดต่ำ

ค. ถังวัดโดยน้ำหนักหรือโดยปริมาตร

การวัดทำโดยวัดระยะเวลาที่น้ำไหลลงถังที่ทราบปริมาตรจนเต็มซึ่งจะเหมาะกับการทดสอบปั๊มขนาดเล็ก วิธีนี้จะใช้สำหรับเทียบมาตรฐาน (Calibrate) ของอุปกรณ์วัดอัตราการไหลบางชนิดด้วย

ง. เครื่องมือวัดอัตราการไหลอื่น ๆ

เครื่องวัดอัตราการไหลอื่นๆ อาจนำมาใช้ได้ถ้าหากได้มีการเทียบมาตรฐานอย่างเหมาะสมตามข้อกำหนดของมาตรฐานที่เกี่ยวข้อง

(3) ความเร็วรอบ

ความเร็วรอบของปั๊มหมายถึงจำนวนรอบของการหมุนต่อนาทีซึ่งวัดโดยเครื่องวัดรอบ (Tachometer) ที่มีความแม่นยำสูง เครื่องวัดรอบแบบอีเลคทรอนิกส์สามารถนำมาใช้ได้ถ้าหากได้มีการเทียบมาตรฐานอย่างถูกต้อง เมื่อมีการวัดความเร็วรอบค่าที่รายงานมักจะเป็นค่าเฉลี่ยของการวัดหลายๆ ครั้ง ในกรณีที่ปั๊มที่ทดสอบติดตั้งมาพร้อมกับมอเตอร์ การวัดความถี่ของกระแสไฟฟ้าที่ป้อนให้กับมอเตอร์ในขณะทำการทดสอบก็จะเพียงพอสำหรับการทดสอบนั้น

(4) กำลังงานที่ต้องการ

กำลังงานที่ปั๊มใช้จะได้จากการวัดกำลังงานไฟฟ้าที่ป้อนเข้าสู่มอเตอร์ถ้าหากทราบประสิทธิภาพของมอเตอร์นั้นและปั๊มต่อตรงเข้ากับมอเตอร์ สำหรับมอเตอร์ที่ใช้ไฟกระแสสลับกำลังงานที่ป้อนเข้ามอเตอร์จะวัดโดยใช้วัตต์มิเตอร์ ค่าประสิทธิภาพของมอเตอร์ที่ละเอียดถูกต้องพอสมควรจะได้จากผู้ผลิต

สำหรับการทดสอบที่ต้องการความละเอียดถูกต้องสูง ค่ากำลังงานที่ปั๊มต้องการจะได้จากค่าความเร็วรอบและแรงบิด (Torque) โดยใช้ไดนาโมมิเตอร์ที่เหมาะสม

เมื่อกำลังงานที่ขับเคลื่อนปั๊มส่งผ่านเกียร์ลดความเร็วรอบ จะต้องมีการตกลงกันล่วงหน้าถึงค่าการสูญเสียในเครื่องลดความเร็วรอบนั้น

สำหรับปั๊มที่ขับเคลื่อนโดยใช้เครื่องยนต์ การทดสอบโดยใช้มอเตอร์ที่ทราบคุณลักษณะเฉพาะมาขับเคลื่อนปั๊มเพื่อการทดสอบในโรงงานเพื่อหากำลังงานที่ปั๊มต้องการเป็นเรื่องที่ปฏิบัติกันโดยทั่วไป

A5.3 การวิเคราะห์ผลการทดสอบ

(1) ความแม่นยำในการวัด

ความผิดพลาดหรือความไม่แน่นอนในการวัดค่าต่างๆ ในการทดสอบเป็นสิ่งที่หลีกเลี่ยงไม่ได้ ตารางที่ A5.1 เป็นตัวอย่างของขอบเขตที่จะยอมให้ได้ตามเกณฑ์มาตรฐานของ ISO ที่ 2548 และ 3555 ก่อนทำการทดสอบสมรรถนะของปั๊มจะต้องตรวจสอบวิธีการทดสอบและเครื่องมือที่ใช้ว่าจะให้ความละเอียดถูกต้องตามมาตรฐานดังกล่าวนี้หรือไม่ ความเบี่ยงเบนของค่าที่วัดได้จากการวัดซ้ำหลายๆ ครั้งจะอยู่ในขอบเขตที่กำหนดหรือไม่

ตารางที่ A5.1 ขอบเขตสูงสุดที่ยอมให้สำหรับความผิดพลาดรวมทั้งหมด

ค่าที่วัด	มาตรฐาน	
	ISO-2548	ISO-3555
อัตราการไหล	3.5%	2.0%
เฮดรวม	3.5%	1.5%
กำลังงานที่ปั๊มต้องการ	3.5%	1.5%
กำลังงานไฟฟ้าที่ป้อนให้มอเตอร์ (สำหรับการทดสอบรวมทั้งชุด)	3.5%	1.5%
ความเร็วรอบของปั๊ม	2.0%	0.5%
ประสิทธิภาพของปั๊ม	5.0%	2.8%
ประสิทธิภาพรวม	4.5%	2.5%

หมายเหตุ: ค่าตัวเลขทุกค่าใช้ได้กับค่าที่เป็นบวกหรือลบ

(2) การแปลงค่าผลการทดลอง

เมื่อการทดสอบปั๊มทำที่ความเร็วรอบซึ่งแตกต่างจากความเร็วรอบที่กำหนด หรือเมื่อความหนาแน่นของของเหลวที่กำหนดแตกต่างจากความหนาแน่นของน้ำใสที่ใช้ทดสอบ ผลการทดสอบทุกค่าจะต้องแปลงเป็นค่าซึ่งสอดคล้องกับเงื่อนไขในการทำงานที่กำหนด

สมการต่อไปนี้ซึ่งอ้างอิงกับกฎแห่งความคล้ายคลึง (Affinity Laws) จะใช้สำหรับการแปลงค่าดังกล่าว

$$Q_{sp} = Q\,(N_{sp}/N) \quad \text{..... (A5.8.1)}$$

$$H_{sp} = H\,(N_{sp}/N)^2 \quad \text{..... (A5.8.2)}$$

$$L_{sp} = L\,(\rho_{sp}/\rho)\,(N_{sp}/N)^3 \quad \text{..... (A5.8.3)}$$

$$NPSH_{sp} = NPSH_r\,(N_{sp}/N)^2 \quad \text{..... (A5.8.4)}$$

โดย Q_{sp} และ Q = *อัตราการสูบที่กำหนดและที่ใช้ทดสอบ*

H_{sp} และ H = *เฮดรวมของปั๊มที่กำหนดและได้จากการทดสอบ*

L_{sp} และ L = *กำลังงานที่ต้องการที่กำหนดและที่ได้จากการทดสอบ*

ρ_{sp} และ ρ = *ความหนาแน่นที่กำหนดและที่ใช้ทดสอบ*

$NPSH_{sp}$ และ $NPSH_r$ = *ค่า $NPSH_r$ ที่ต้องการภายใต้เงื่อนไขที่กำหนดและที่ได้จากการทดสอบตามลำดับ*

(3) การบันทึกผลการทดสอบและการพิสูจน์ว่าจริง

ผลการทดสอบจะต้องบันทึกไว้ในแบบฟอร์มซึ่งระบุค่าของแต่ละตัวแปรที่ทำการวัดแปลงให้เป็นค่าภายใต้เงื่อนไขที่กำหนด และข้อมูลซึ่งรวมถึงเกณฑ์มาตรฐานที่เกี่ยวข้อง

ประสิทธิภาพของปั๊มที่จุดทำการทดสอบจะคำนวณโดยใช้สมการ

$$E_p = 0.163 \cdot \frac{\gamma \cdot Q \cdot H}{L_p} \qquad \text{..... (A5.9)}$$

โดย E_p = *ประสิทธิภาพของปั๊ม*

γ = *น้ำหนักจำเพาะของของเหลว* (kgf/ℓ)

Q = *อัตราการสูบ* (m^3/min)

H = *เฮดรวมของปั๊ม* (m)

L_p = *กำลังงานที่มอเตอร์ป้อนให้กับปั๊ม* (kW)

ในการแสดงผลการทดสอบ กราฟซึ่งแสดงสมรรถนะการทำงานของปั๊มจะเขียนขึ้นโดยกำหนดให้แกนราบเป็นอัตราการสูบ และแกนตั้งเป็นเฮดรวม กำลังงานที่ต้องการ ประสิทธิภาพ และ $NPSH_r$ กราฟแต่ละเส้นจะได้จากการโยงค่าที่ได้จากการทดสอบด้วยเส้นโค้งมน (Smooth Curve) ตัวอย่างของการแสดงข้อมูลและผลการทดสอบด้วยกราฟจะดูได้จากรูปที่ A5.14

โดยทั่วๆ ไป ผลการทดสอบอาจจะเบี่ยงเบนไปจากค่าภายใต้เงื่อนไขการทำงานที่กำหนดไปบ้าง เกณฑ์สำหรับการพิสูจน์เพื่อยืนยันสมรรถนะที่รับประกันโดยบริษัทผู้ผลิตจะระบุไว้ในข้อกำหนดของมาตรฐานที่เกี่ยวข้อง โดยสรุปเกณฑ์ซึ่งให้ไว้ในมาตรฐานอุตสาหกรรมของประเทศญี่ปุ่น (JIS) มีดังต่อไปนี้

ก. เฮดและอัตราการสูบ

1) สำหรับปั๊มมาตรฐานทั่วๆ ไป : อัตราการสูบที่ได้ซึ่งตรงกับค่าเฮดที่กำหนดจะต้องมีค่าไม่น้อยกว่าค่าที่กำหนด

2) ในกรณีที่มีการกำหนดช่วงของเฮดหรืออัตราการสูบที่ยอมให้ : กราฟ H-Q จะต้องอยู่ในเกณฑ์ใดเกณฑ์หนึ่งดังต่อไปนี้

ก. อัตราการสูบที่ตรงกับค่าเฮดรวมที่กำหนดจะต้องอยู่ในช่วง 95 ถึง 110 เปอร์เซ็นต์ของอัตราการสูบที่กำหนด

ข. เฮดรวมที่ตรงอัตราการสูบที่กำหนดจะต้องอยู่ในช่วง 97 ถึง 106 เปอร์เซ็นต์ของค่าเฮดรวมที่กำหนด

กราฟ H-Q ที่ได้จากการทดสอบจะต้องได้รับการตรวจสอบกับรายการข้อกำหนดอื่นๆ ที่ระบุไว้

ข. กำลังงานที่ต้องการ

ค่ากำลังงานที่ต้องการจะต้องไม่เกินค่าที่กำหนด โดยปกติแล้วกำลังงานที่ต้องการในช่วงการทำงานที่กำหนดจะได้จากกราฟเฮดของระบบ ในกรณีที่ไม่มีการกำหนดขอบเขตของช่วงการทำงาน กำลังงานที่ต้องการจะต้องไม่เกินค่าที่ต้องการที่อัตราการสูบที่ระบุกับเฮดรวมของปั๊ม

ค. ประสิทธิภาพของปั๊ม

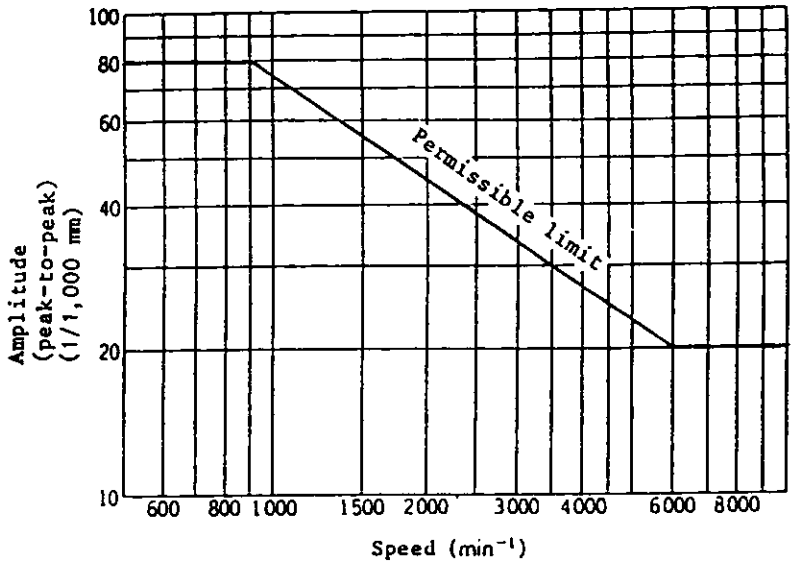
ค่าประสิทธิภาพของปั๊มที่เฮดรวมที่กำหนดจะต้องไม่น้อยกว่าค่าที่กำหนด E_p โดยมีค่าที่ยอมให้เท่ากับ $(6 - 0.05\ E_p)\%$

ง. ค่า NPSH ที่ต้องการ

ในกรณีที่มีการกำหนดให้ต้องหาค่าของ NPSH ที่ต้องการ ค่า NPSH ซึ่งจะก่อให้เกิดการลดค่าเฮดจากระดับปกติลง 3% จะถือว่าเป็น NPSH ที่ต้องการที่อัตราการสูบนั้น สำหรับการพิสูจน์สมรรถนะทางด้านดูด เป็นสิ่งสำคัญที่จะต้องยืนยันว่าปั๊มจะไม่เกิดปรากฏการณ์ที่เป็นอันตรายจากคาวิเตชั่น เช่นมีเสียงดัง มีการสั่นสะเทือน หรือเกิดการกัดกร่อนเนื้อโลหะขึ้นตลอดอายุใช้งานของมัน

จ. เงื่อนไขการทำงาน

นอกเหนือจากการพิสูจน์ทางด้านสมรรถนะของการทำงาน จะต้องมีการตรวจสอบเงื่อนไขการทำงานที่ก่อให้เกิดการสั่นสะเทือน เสียงดัง หรือรองลื่นร้อนจัด อาการสั่นของปั๊มจะวัดที่ศูนย์



รูปที่ A5.13 ช่วงการแกว่งของเพลาที่ยอมให้

END SUCTION VOLUTE PUMP

特 性 曲 線
CHARACTERISTIC CURVE

機名 MODEL 200×150FS4K 545　周波数 FREQUENCY 50 Hz　出力 OUTPUT 45 kW

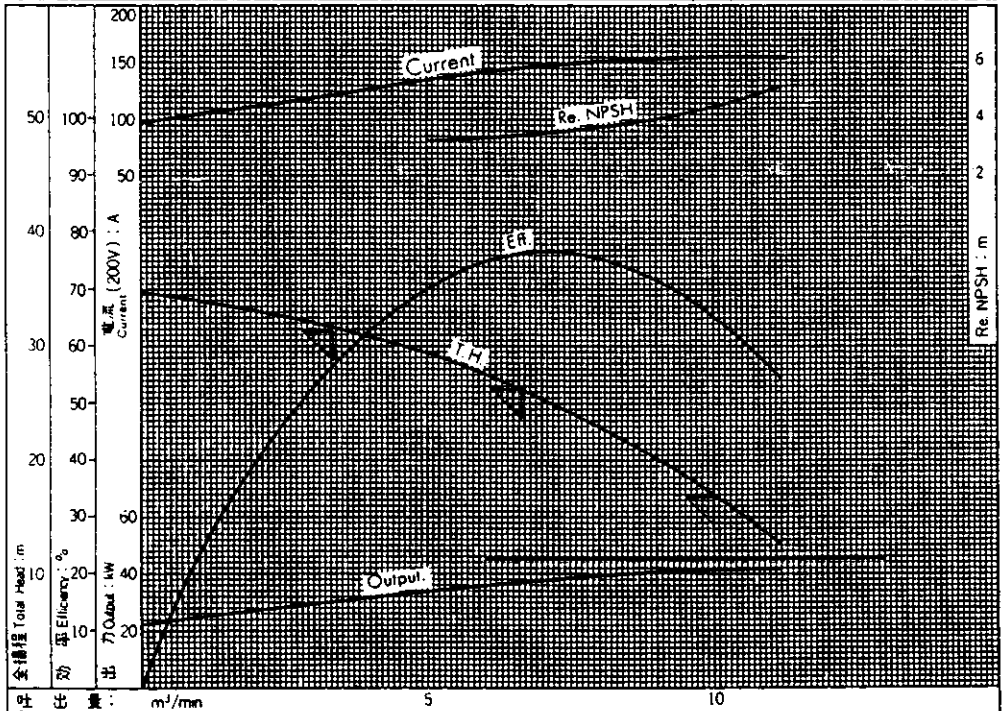
標準要項 RATING

吐出量 Capacity	m³/min	3.33	6.66	10.0
全揚程 Total Head	m	31.3	26.2	16.0

承認者 Approved by T. Oda
試験者 Tested by

モータ定格 MOTOR RATING　200 V　170 A　1445 r.p.m.
400 V　85 A　1445 r.p.m.　45 kW　メーカ MAKER 東芝 TOSHIBA　形式 TYPE 開放防滴形 OPEN DRIP PROOF

番号 Test No	ポンプ Pump 吐出量 Capacity	全揚程 Total Head	理論動力 Water H P	効率 Eff	モータ Motor 電圧 Volts 200V 電流 Current	入力 Input	効率 Eff	電圧 Volts 400V 電流 Current	入力 Input	効率 Eff	出力 Output
	m³/min	m	kW	%	A	kW	%	A	kW	%	kW
1	0	34.6	0	0	96.8	23.87	92.6	48.4	23.87	92.6	22.1
2	2.80	32.4	14.79	50.1	117.2	31.82	92.7	58.6	31.82	92.7	29.5
3	5.60	28.5	26.01	73.3	135.6	38.42	92.4	67.8	38.42	92.4	35.5
4	8.40	21.7	29.71	74.1	150.9	43.59	92.0	75.4	43.59	92.0	40.1
5	11.20	12.2	22.27	54.2	154.3	44.72	91.9	77.2	44.72	91.9	41.1



Note. 性能試験はJIS B 8301, B 8302によります。
This curve is based on JIS testing code (B8301, B8302)

ケーシング試圧 Casing Test Pressure	ハネ車外径 Impeller Dia.
15.3 kg/cm²Aq	329 mmφ

รูปที่ A5.14 การแสดงผลการทดสอบปั๊ม

กลางของรองลื่นสำหรับปั๊มเพลานอนและที่ศูนย์กลางของรองลื่นตัวบนของต้นกำลังสำหรับปั๊มเพลาตั้ง ขอให้สังเกตว่าถ้าเป็นการทดสอบในโรงงานช่วงการแกว่งตัวมีแนวโน้มที่จะสูงกว่า เนื่องจากเป็นการติดตั้งแบบชั่วคราว ควรจะมีการตรวจสอบอีกครั้งหลังจากที่มีการติดตั้งในสถานที่จริงแล้ว

สำหรับการตรวจสอบอุณหภูมิของรองลื่นที่เพิ่มขึ้นขณะทำการทดสอบค่าที่ยอมให้โดยทั่วๆ ไปคือ ค่าอุณหภูมิที่ผิวของรองลื่นสูงกว่าอุณหภูมิของอากาศไม่เกิน 40°C การสูงขึ้นของอุณหภูมิจะเกิดขึ้นเมื่อเริ่มต้นทำงานและจะเข้าสู่ระดับคงที่หลังจากปั๊มทำงานไปแล้ว 2 ถึง 3 ชั่วโมง

A5.4 การทดสอบแบบจำลอง

เมื่อการทดสอบในโรงงานไม่สามารถทำได้เนื่องจากปั๊มมีขนาดใหญ่มากก็จะใช้วิธีทดสอบด้วยแบบจำลองเพื่อพิสูจน์สมรรถนะการทำงานของต้นแบบ การแปลงผลที่ได้จากการทดสอบแบบจำลองก็จะทำโดยอาศัยกฎแห่งความคล้ายคลึงที่เกี่ยวข้องกับการย่อส่วนของแบบจำลอง อย่างไรก็ตาม จะต้องมีการนำเอาผลกระทบจากการย่อส่วนที่มีต่อประสิทธิภาพมาพิจารณาเพื่อบอกสมรรถนะของต้นแบบ

มาตรฐานที่เกี่ยวข้องกับการทดสอบกับแบบจำลองจะกำหนดไว้โดย IS, HIS และ IEC (สำหรับปั๊มแบบเทอร์ไบน์) สำหรับการทดสอบที่ต้องการความละเอียดถูกต้องของแบบจำลองสูงก็จะใช้วิธีทดสอบตามมาตรฐาน ISO 5198

ต่อไปนี้จะเป็นหัวข้อวิธีการทดสอบแบบจำลองซึ่งสรุปมาจาก JIS ซึ่งอ้างอิงมาจากมาตรฐาน JSME 008-1989 "Performance Conversion Method for Hydraulic Turbine Pumps"

(1) ขอบเขตและขนาดของแบบจำลอง

แบบจำลองจะต้องมีความคล้ายคลึงทางเรขาคณิตกับต้นแบบตั้งแต่ปากทางเข้าท่อดูดจนถึงปลายท่อจ่าย และลักษณะของบ่อสูบควรจะคล้ายคลึงกันด้วย มิติของแบบจำลองเมื่อเทียบกลับมาเป็นต้นแบบจะต้องไม่แตกต่างกันเกินกว่าค่าที่กำหนดให้โดยมาตรฐานที่เกี่ยวข้อง

ตัวเลขการย่อส่วนจะต้องทำให้อัตราส่วนของ Reynold Number (อัตราส่วนระหว่างเส้นผ่าศูนย์กลางของใบพัดและความเร็วในแนวสัมผัส) อยู่ในช่วงระหว่าง 1 ถึง 15 เมื่อขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของใบพัดไม่น้อยกว่า 300 มิลลิเมตร ความขรุขระบนผิวของใบพัดและภายในเรือนปั๊มจะต้องอยู่ในช่วงที่คล้ายคลึงกัน

(2) เฮดที่ใช้ทดสอบ

ปั๊มที่เป็นแบบจำลองควรจะถูกทดสอบที่ค่าเฮดเดียวกันกับของต้นแบบ ตามมาตรฐานที่กำหนดของ JIS ถ้าเป็นปั๊มเฮดสูงเฮดที่ใช้ทดสอบจะน้อยกว่าเฮดที่กำหนดได้แต่ต้องไม่น้อยกว่า 50 เปอร์เซ็นต์ของเฮดของต้นแบบ อย่างไรก็ตาม ถ้าเป็นการทดสอบในเรื่องของคาวิเตชั่น

เฮดที่ใช้ในการทดสอบจะต้องไม่น้อยกว่า 80 เปอร์เซ็นต์ของเฮดของต้นแบบ

(3) การแปลงค่าประสิทธิภาพของปั๊ม

จะต้องมีการนำเอาผลกระทบของการย่อส่วนจากต้นแบบมาเป็นแบบจำลองเข้ามาพิจารณาโดยคำนึงถึงการสูญเสียพลังงานภายในแบบจำลองซึ่งจะมีมากกว่า จะมีผลให้ประสิทธิภาพของแบบจำลองต่ำกว่าของต้นแบบ ในบรรดาองค์ประกอบหลายอย่างที่มีผลกระทบต่อประสิทธิภาพ ความฝืดภายในต้นแบบจะน้อยกว่าแบบจำลองมากเนื่องจากค่า Reynold Number ของการไหลภายในปั๊มจะสูงกว่า

อัตราส่วนระหว่างการสูญเสียพลังงานในปั๊มต้นแบบต่อการสูญเสียในปั๊มที่เป็นแบบจำลองจะประมาณหาได้จากสมการ

$$\frac{1-E_p}{1-E_p'} = (1-V)+1.07V\left(\frac{D}{D'}\right)^{-0.18} \qquad \text{..... (A5.10)}$$

โดย E_p = *ประสิทธิภาพของปั๊มต้นแบบ*

E_p' = *ประสิทธิภาพของปั๊มแบบจำลอง*

V = *สัมประสิทธิ์ของการเสียพลังงาน*

D = *ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของใบพัดต้นแบบ*

D' = *ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของใบพัดแบบจำลอง*

ที่จุดซึ่งจะให้ประสิทธิภาพสูงสุดซึ่งมีอัตราการสูบ Q'_{opt} ค่าสัมประสิทธิ์ V_{opt} จะหาได้จากสมการ

$$V_{opt} = 1.4\,N_s^{-0.1} - 0.07 \qquad \text{.....(A5.11)}$$

โดย N_s เป็นค่า*ความเร็วจำเพาะ* เมื่อหน่วยที่ใช้คำนวณเป็นรอบ/นาที อัตราการสูบเป็น ลบ.เมตร/นาที และเฮดเป็นเมตร

ค่า V สำหรับอัตราการสูบ Q' จะหาได้จากสมการ

$$V = \frac{V_{opt}}{\left[6.25\left\{\frac{Q'_{opt}}{Q'}-0.84\right\}^2+0.84\right]}$$

เมื่อเขียนสมการที่ A5.10 ใหม่เพื่อที่จะใช้หาค่าประสิทธิภาพที่อัตราการสูบค่าใดค่าหนึ่งจะได้

$$E_p = 1-\left(1-E_p'\right)\left[(1-V)+1.07V\left(\frac{D}{D'}\right)^{-0.18}\right] \quad \text{.....(A5.12)}$$

(4) การแปลงค่ามาเป็นสมรรถนะในการทำงานของปั๊มต้นแบบ

อัตราการสูบ Q เฮด H และกำลังงานที่ต้องการ P ของต้นแบบจะหาได้จากค่าของแบบจำลองตามสมการดังต่อไปนี้ ค่าซึ่งมีดัชนีบน (Superscript) หมายถึงค่าที่ได้จากแบบจำลอง

$$Q = Q'\left(\frac{N}{N'}\right)\left(\frac{D}{D'}\right)^3 \quad \text{.....(A5.13)}$$

$$H = H'\left(\frac{N}{N'}\right)^2\left(\frac{D}{D'}\right)^2\left(\frac{g'}{g}\right)\left(\frac{E_p}{E_p'}\right) \quad \text{.....(A5.14)}$$

$$P = P'\left(\frac{N}{N'}\right)^3\left(\frac{D}{D'}\right)^5\left(\frac{\rho}{\rho'}\right) \quad \text{.....(A5.15)}$$

โดย N = *ความเร็วรอบ* (rev/min)

g = *ความเร่งเนื่องจากแรงดึงดูดของโลก* (m/s^2)

ρ = *ความหนาแน่นของของเหลว* (kg/m^3)

A5.5 ข้อกำหนดและมาตรฐานที่ใช้อ้างอิง

(1) Japanese Industrial Standards

- JIS B 8301-1990 "Testing Methods for Centrifugal Pumps, Mixed Flow Pump and Axial Flow Pumps"
- JIS B 8327-1990 "Measuring Methods of Pump Discharge"
- JIS B 8327-1989 "Testing Method for Pump Performance using Model"

(2) International Standards

- ISO 2548-1973 "Centrifugal, Mixed Flow and Axial pumps Code for acceptance test - Class C"
- ISO 3555-1977 "Centrifugal, Mixed Flow and Axial pumps Code for Acceptance test - Class B"
- ISO 5198-1987 "Centrifugal, Mixed Flow and Axial Pumps Code for Hydraulic Performance Test - Precision Class"
- IEC Publication 497-1976 "International Code for Model Acceptance Tests of Storage Pumps"

(3) Hydraulic Institute Standards - 14th Edition

- "Centrifugal Pumps Test Code"

บันทึก

ตารางแปลงหน่วย

(1) Pressure

Pa	bar	kg/cm^2	atm	$mm\ H_2O$	mm Hg or Torr
1	$1x10^{-5}$	$1.01972x10^{-5}$	$9.86923x10^{-6}$	0.109272	$7.50062x10^{-3}$
$1x10^5$	1	1.01972	0.986923	$1.01970x10^4$	$7.50062x10^2$
$9.80665x10^4$	0.980665	1	0.967841	$1x10^4$	$7.35559x10^2$
$1.01325x10^5$	1.01325	1.03323	1	$1.03323x10^4$	$7.60000x10^2$
9.80665	$9.80665x10^{-5}$	$1x10^{-4}$	$9.67841x10^{-5}$	1	$7.35559x10^{-2}$
$1.33322x10^2$	$1.33322x10^{-3}$	$1.35951x10^{-3}$	$1.31579x10^{-3}$	13.5951	1

1 Pa = 1 N/m^2

(2) Stress

Pa	MPa or N/mm^2	kgf/mm^2	kgf/cm^2
1	$1x10^{-6}$	$1.01972x10^{-7}$	$1.01972x10^{-5}$
$1x10^6$	1	1.101972	$1.01972x10^{-5}$
$9.80665x10^6$	9.80665	1	100
$9.80665x10^6$	$9.80665x10^{-2}$	$1x10^{-2}$	1

(3) Work/Energy/Heat

J	kW.h	kgf.m	kcal
1	$2.77778x10^{-7}$	1.101972	$2.38889x10^{-4}$
$3.600x10^6$	1	$3.67098x10^5$	$8.6000x10^2$
9.860665	$2.72407x10^{-6}$	1	$2.32470x10^{-3}$
$4.18605x10^3$	$1.16279x10^{-3}$	$4.26858x10^2$	1

1 J = 1 N.m 1 W.h = 3600 J 1 cal = 4.18605 J

(4) Power/Heat Flow

kW	kgf.m/s	HP (metric)	kcal/h
1	1.01972×10^{2}	1.35962	8.6000×10^{2}
9.80665×10^{-3}	1	1.33333×10^{-2}	8.43371
0.7355	75	1	6.32529×10^{2}
1.16279×10^{-3}	0.118572	1.58095×10^{-3}	1

1 W = 1 J/s 1 HP = 0.7355 kW