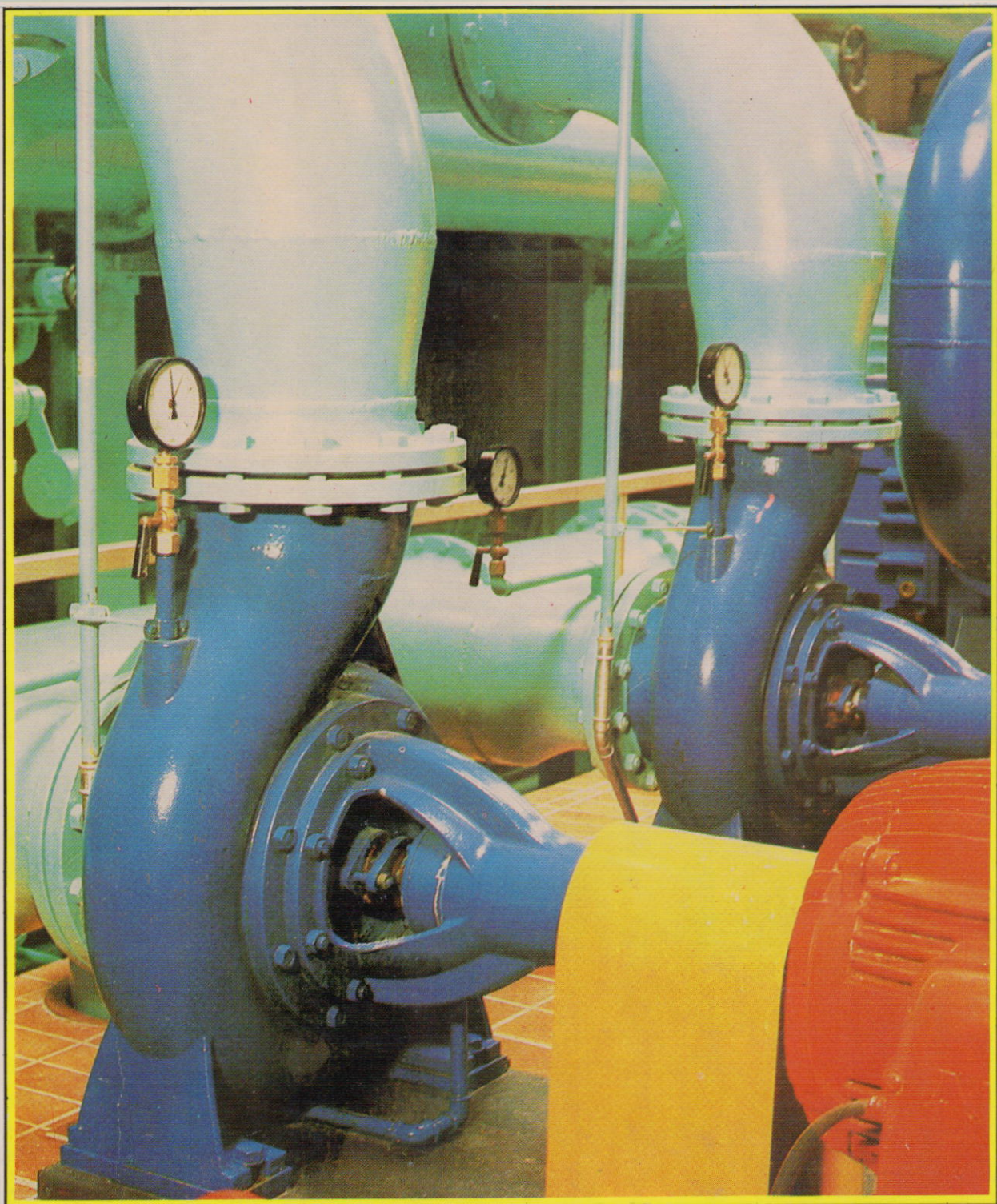


ปั๊มและระบบสูบน้ำ

รศ.ดร.วิบูลย์ บุญยธโรกุล



ป้อมและระบบสูบน้ำ

ผอ.มท. ๘๗ อร.วราวุธ ศิลปอาชา

วิ. — J.
๑ เม. ๒๙.

พิมพ์และระบบสุบนำ

โดย

รศ.ดร.วิบูลย์ บุญยธโรกุล

ชป.บ. เกียรตินิยม (เกษตร)

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

ภาควิชาวิศวกรรมชลประทาน

คณะวิศวกรรมศาสตร์

มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

พิมพ์และระบบสูบน้ำ

ราคา 110 บาท

สงวนลิขสิทธิ์ตามกฎหมาย

ห้ามลอกเลียนส่วนใดส่วนหนึ่งของหนังสือเล่มนี้

โดยมิได้รับอนุญาตจากผู้เขียนเป็นลายลักษณ์อักษร

คำนำ

ปัจจุบันนี้ปั๊มเป็นเครื่องมือที่ได้รับการพัฒนาขึ้นมาและใช้งานกันอย่างแพร่หลายในทุก ๆ ด้าน อาจกล่าวได้ว่าไม่มีวันใดที่เราไม่ได้สัมผัสโดยตรงหรือโดยทางอ้อมกับปัจจัยในการดำรงชีพที่ปั๊มมีส่วนในการผลิตหรือจัดหามาใช้ การใช้ที่คุ้นเคยจนเกือบจะลืมไปว่ามีการใช้เครื่องมือนี้อยู่ก็คือการสูบน้ำ ไม่ว่าจะเป็นการสูบน้ำเพื่อผลิตน้ำสะอาดสำหรับการอุปโภคบริโภค การสูบน้ำเพื่อการเกษตร การสูบน้ำในโรงงานอุตสาหกรรม ฯลฯ ต่างก็ใช้ปั๊มเป็นเครื่องมือหลักทั้งสิ้น

อย่างไรก็ตาม ถึงแม้ว่าจะมีการใช้ปั๊มกันอย่างกว้างขวาง แต่เอกสารทางวิชาการที่ให้ความรู้ในแง่ของการนำเอามาใช้อย่างถูกต้องมีจำนวนน้อย ที่มีอยู่ก็จะเน้นเฉพาะในแง่ของเครื่องกลเป็นหลัก นอกจากนั้นยังขาดการนำเอาองค์ประกอบที่สำคัญคือระบบท่อเข้ามารวมไว้ด้วย จึงทำให้ขาดความสมบูรณ์ที่จะนำไปเป็นคู่มือใช้งาน

หนังสือเล่มนี้ได้เรียบเรียงขึ้นโดยตระหนักถึงปัญหาที่กล่าวข้างต้นเป็นหลัก โดยมีเป้าหมายที่จะเน้นในแง่ของการออกแบบระบบสูบน้ำทั้งระบบ ตั้งแต่การรวบรวมข้อมูลเพื่อออกแบบ การออกแบบระบบท่อ การออกแบบบ่อสูบ การเลือกปั๊มให้เหมาะสมกับระบบโดยพิจารณาทั้งในแง่ของประสิทธิภาพและในแง่ของเศรษฐศาสตร์ การติดตั้ง ตลอดจนการกำหนดรายละเอียดเพื่อจัดซื้อปั๊ม เนื้อหาสาระต่าง ๆ ที่ได้ให้ไว้มีรายละเอียดมากพอที่จะนำมาใช้เป็นคู่มือในการออกแบบระบบสูบน้ำครบทั้งระบบได้เป็นอย่างดี โดยไม่จำเป็นต้องไปค้นหาจากแหล่งอื่นอีก

ผู้เขียนขอขอบคุณมหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ ที่ได้ให้การสนับสนุนในการเรียบเรียงหนังสือเล่มนี้ขึ้น ขอขอบคุณ คุณพนีย์ ทองสวัสดิ์วงศ์ ที่ได้ช่วยจัดรูปเล่มและตรวจต้นฉบับให้

3, —

(รศ.ดร. วิบูลย์ บุญยธโรกุล)

ภาควิชาวิศวกรรมชลประทาน

มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

พฤษภาคม 2529

สารบัญ

คำนำ.....	(จ)
สารบัญ.....	(ข)
ตารางแปลงหน่วย.....	(ง)

บทที่ 1 ลักษณะและการทำงานของปั๊ม..... 1

การแยกประเภทปั๊ม.....	1
การทำงานของปั๊มแบบเซนตริฟูกอล.....	3
แบบต่าง ๆ ของปั๊มประเภทเซนตริฟูกอล.....	4
ลักษณะใบพัดของปั๊มแบบเซนตริฟูกอล.....	8
ลักษณะและการทำงานของปั๊มแบบโรตารี.....	9
ลักษณะและการทำงานของปั๊มแบบลูกสูบชัก.....	13
ปั๊มชนิดนอกแบบ (Special)	16

บทที่ 2 ระบบหน่วยวัดและกลศาสตร์ของของไหล..... 21

ระบบหน่วยวัด.....	21
คุณสมบัติของของไหล.....	22
ความดันและเฮด.....	25
กำลังงานที่ต้องการและประสิทธิภาพของปั๊ม.....	29
แบบฝึกหัด.....	31

บทที่ 3 การไหลในท่อปิด..... 33

นิยามของการไหล.....	33
การเสียเฮดความฝืด.....	34
การเสียเฮดในท่อไม่กลม.....	37
การกำหนดขนาดท่อ.....	39
สูตรของ Hazen-Williams.....	43
การเสียเฮดเนื่องจากอุปกรณ์ในระบบท่อ.....	46
การคำนวณการเสียเฮดในท่อโดยใช้ตาราง.....	52

สารบัญ (ต่อ)

วอเตอร์แฮมเมอร์ (Water Hammer).....	55
การป้องกันวอเตอร์แฮมเมอร์	58
อุปกรณ์ป้องกันวอเตอร์แฮมเมอร์.....	59
แบบฝึกหัด.....	61
บทที่ 4 กราฟเฮดของระบบ (System Head Curve).....	65
การเขียนกราฟเฮดของระบบ.....	65
ลักษณะของกราฟเฮดของระบบ.....	67
ระบบที่ไม่มีเฮดสถิตย์	67
ระบบที่เฮดส่วนใหญ่เป็นเฮดสถิตย์.....	70
ระบบที่มีทั้งเฮดสถิตย์และเฮดความฝืด.....	71
ระบบที่มีเฮดเนื่องจากแรงดึงดูดของโลก (Gravity Head).....	73
ระบบที่มีท่อ 2 ขนาด.....	77
ระบบที่มีเฮดสถิตย์สองค่า.....	80
เมื่อมีการปรับอัตราการไหลทางท่อจ่าย.....	84
เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงเฮดสถิตย์.....	85
การพิจารณาความเหมาะสมของปั๊มจากกราฟ H-Q.....	86
แบบฝึกหัด.....	88
บทที่ 5 คุณสมบัติของปั๊มแบบเซนตริฟูกอล.....	90
กราฟ H-Q ของปั๊ม.....	90
กราฟ H-Q เมื่อปั๊มสองเครื่องทำงานร่วมกัน.....	97
เมื่อปั๊มทำงานร่วมกันแบบขนาน.....	97
เมื่อปั๊มทำงานร่วมกันแบบอนุกรม.....	101
Affinity Laws	103
ความเร็วจำเพาะ (Specific Speed).....	110
Net Positive Suction Head (NPSH).....	113
คาวิเทชัน (Cavitation).....	120
แบบฝึกหัด.....	122

สารบัญ (ต่อ)

บทที่ 6	การออกแบบระบบสูบน้ำ.....	125
	ขั้นตอนในการออกแบบระบบสูบน้ำ.....	125
	การกำหนดประเภทและขนาดของท่อส่งน้ำ.....	126
	การออกแบบท่อส่งน้ำ.....	132
	การเลือกปั๊มและต้นกำลัง.....	132
	การพิจารณาจากวัฏจักรประสงค์ใช้งาน.....	133
	การพิจารณาจากความเร็วจำเพาะร่วมกับระยะกูดยก.....	133
	การพิจารณาจากกราฟแสดงลักษณะการทำงานของปั๊ม.....	140
	การเลือกต้นกำลัง.....	149
	ท่อดูดและอุปกรณ์.....	151
	การล่อน้ำ (Priming).....	153
	แบบฝึกหัด.....	156
บทที่ 7	การออกแบบบ่อสูบ (Sump).....	158
	บ่อสูบ (Sump).....	158
	การกำหนดขนาดของบ่อสูบ.....	159
	ลักษณะของบ่อสูบที่ถูกต้อง.....	164
	การปรับปรุงแก้ไขบ่อสูบที่ไม่ได้มาตรฐาน.....	166
	บ่อสูบสำหรับปั๊มขนาดเล็ก.....	169
	แบบฝึกหัด.....	178
บทที่ 8	การติดตั้งปั๊มและอุปกรณ์.....	179
	ตำแหน่งที่ตั้งของปั๊ม.....	179
	แท่นสำหรับติดตั้งปั๊ม.....	179
	การติดตั้งปั๊มและต้นกำลัง.....	180
	การสันสะท้อนและเสียงจากปั๊ม.....	182
	การติดตั้งท่อดูดและอุปกรณ์.....	186
	การติดตั้งท่อส่งน้ำและอุปกรณ์.....	195

สารบัญ (ต่อ)

การวางท่อ.....	195
การยึดท่อให้อยู่กับที่.....	197
อุปกรณ์ในระบบท่อ.....	200
บทที่ 9 การใช้งานและบำรุงรักษาน้ำดื่ม.....	205
การตรวจสอบหลังติดตั้ง.....	205
การเดินเครื่อง.....	206
การหยุดเดินเครื่อง.....	206
ข้อควรระมัดระวังในการใช้น้ำดื่ม.....	207
การตรวจสอบและบำรุงรักษาน้ำดื่ม.....	208
รายการตรวจสอบเมื่อน้ำดื่มมีปัญหา.....	209
บทที่ 10 การกำหนดรายละเอียดเพื่อจัดซื้อน้ำดื่ม.....	212
การจัดซื้อน้ำดื่ม.....	212
การกำหนดรายละเอียด.....	213
การกำหนดรายละเอียดของน้ำดื่ม.....	213
การกำหนดรายละเอียดของต้นกำเนิด.....	214
การกำหนดรายละเอียดของอุปกรณ์และอะไหล่.....	214
ข้อตกลงอื่น ๆ ที่ควรมีอยู่ในรายการรายละเอียด.....	215
ตัวอย่างข้อกำหนดรายละเอียดของน้ำดื่มชนิดต่าง ๆ	215
บรรณานุกรม	247
ภาคผนวก.....	249
ภาคผนวก ก. ตารางสำหรับคำนวณการเสียสัดในการไหลของน้ำผ่านท่อ.....	251
ภาคผนวก ข. ตารางมาตรฐานการวางท่อและตำแหน่งคอนกรีตยึดอุปกรณ์ ท่อชนิดต่าง ๆ	262

ตารางแปลงหน่วย

SI units

In these conversion tables, SI units are shown in bold type.

Where SI units differ from technical metric units, the conversions are given for both.

The following list details the main SI units and their symbols which are used throughout these tables.

Length:	metre,	m
Area:	square metre,	m ²
Volume:	cubic metre,	m ³
Mass:	kilogram,	kg
Density:	kilograms per cubic metre,	kg/m ³
Force:	newton,	N
Pressure, stress:	pascal,	Pa (N/m ²)
Viscosity, dynamic:	pascal second	Pa s
Viscosity, kinematic:	square metre per second	m ² /s
Energy:	joule	J
Power:	watt	W (J/s)

Length

1 km	0.621371 mile
1 m	1.09361 yd 3.2808 ft
1 cm	0.393701 in
1 mm	0.03937 in
1 µm	39.3701 µin
1 mile	1.60934 km
1 yd	0.9144 m
1 ft	0.3048 m
1 in	25.4 mm
1 milli-in (thou)	25.4 µm
1 µin	0.0254 µm

Volume, capacity

1 m ³	1.30795 yd ³
1 dm ³ (litre)	0.03531 ft ³ 0.21997 imp gal 1.7605 pint 0.2642 US gal
1 cm ³ (ml)	0.06102 in ³ 0.0352 fl oz
1 litre (dm ³)	0.21997 imp gal 1.7605 pint
1 ml (cm ³)	0.0352 fl oz
1 yd ³	0.76455 m³
1 ft ³	28.3168 dm³
1 in ³	16.3871 cm³
1 imp gal	4.54609 dm³
1 US gal	3.78541 dm³
1 pint	0.56826 dm³
1 fl oz	28.4131 cm³

Area

1 km ² (100 hectares)	247.105 acres
1 hectare (ha)	2.47105 acres 10 000 m²
1 m ²	1.19599 yd ²
1 cm ²	0.155 in ²
1 mm ²	0.00155 in ²
1 mile ²	2.58999 km²
1 acre (4840 yd ²)	4046.86 m² 0.404686 ha
1 yd ²	0.836127 m²
1 ft ²	0.092903 m²
1 in ²	645.16 mm²

Mass

1 tonne	1000 kg 0.98420 ton 2204.62 lb
1 kg	0.01968 cwt 2.20462 lb
1 g	0.03527 oz
1 ton	1016.05 kg 1.01605 tonne
1 cwt	50.8023 kg
1 lb	0.45359 kg
1 oz	28.349 g

Density

1 kg/m ³	1.686 lb/yd ³ 0.06243 lb/ft ³
1 g/cm ³	62.4280 lb/ft ³
1 ton/yd ³	1328.94 kg/m³
1 lb/yd ³	0.593 kg/m³
1 lb/ft ³	16.0185 kg/m³
1 lb/in ³	27.6799 g/cm³

Force

1 N	0.10197 kgf 0.22481 lbf
1 kN	101.971 kgf 224.809 lbf
1 kgf (kilopond)	9.80665 N 2.20462 lbf
1 dyn	10 ⁻⁵ N 0.224809 × 10 ⁻⁵ lbf
1 lbf	4.44822 N 0.45359 kgf
1 tonf	9.96402 kN 1016.05 kgf

Power

1 hp (horse power)	745.700 W (J/s)
1 ft lbf/s	1.35582 W

Pressure, stress

1 Pa (N/m ²)	0.01 mbar 0.000145 lbf/in²
1 kPa (kN/m ²)	0.01 kgf/cm² 10 mbar 20.885 lbf/ft ² 0.2953 in Hg
1 kgf/cm ²	98.0665 kPa 14.223 lbf/in ²
1 bar	100 kPa 14.5038 lbf/in ²
1 mbar	100 Pa 2.0885 lbf/ft ²
1 atm	101.325 kPa 14.6959 lbf/in ²
1 mm Hg (torr)	133.322 Pa 0.01934 lbf/in ²
1 mm H ₂ O	9.80665 Pa 0.001422 lbf/in ²
1 lbf/in ²	6.89476 kPa 0.07031 kgf/cm ² 68.9476 mbar
1 lbf/ft ²	47.8803 Pa 0.4788 mbar
1 tonf/ft ²	107.252 kPa 1.094 kgf/cm ²
1 in Hg	3.38639 kPa 0.491 lbf/in ²
1 ft H ₂ O	2.98907 kPa 0.030 kgf/cm ² 22.3997 mm Hg

Viscosity, dynamic

1 Pa s (Ns/m ²)	0.0208854 lbf s/ft ²
1 cP (centipoise)	2.08854 × 10 ⁻⁵ lbf s/ft ²
	0.001 Pa s
1 lbf s/ft ²	47.8803 Pa s
1 lb/ft s	1488.16 cP 1.48816 kg/m s

Viscosity, kinematic

1 m ² /s	10.7639 ft ² /s
1 cSt (centistokes)	5.58001 in ² /h 1 mm²/s 10⁻⁶ m²/s
1 ft ² /h	0.092903 m²/h 25.8064 cSt
1 in ² /s	645.16 mm²/s 645.16 cSt

Energy

1 MJ	0.277778 kWh
1 J	0.737562 ft lbf
1 kgf m	9.80665 J 7.23301 ft lbf
1 therm	105.506 MJ
1 kWh	3.6 MJ
1 Btu (British thermal unit)	1.05506 kJ

ลักษณะและการทำงานของปั๊ม

ปั๊ม หรือ เครื่องสูบ อาจให้คำจำกัดความได้ว่า เป็นเครื่องมือกลที่ทำหน้าที่เพิ่มพลังงานให้แก่ของเหลว เพื่อให้ของเหลวนั้นไหลผ่านระบบท่อปิดจากจุดหนึ่งไปยังอีกจุดหนึ่งได้ตามความต้องการ พลังงานที่นำมาเพิ่มให้แก่ของเหลวนั้นอาจได้มาจากเครื่องยนต์ มอเตอร์ แรงลม แรงคน หรือพลังงานแหล่งอื่น ๆ ก็ได้

กล่าวได้ว่า ปั๊มมีส่วนในการพัฒนาความเป็นอยู่ของมนุษยชาติมาตั้งแต่อดีตและจะมีมากยิ่งขึ้นต่อไปในอนาคต ในอดีตประชากรส่วนใหญ่ต้องอาศัยอยู่ใกล้ ๆ กับแหล่งน้ำเพื่อความสะดวกในการใช้น้ำเพื่ออุปโภคบริโภคและทำการเกษตร แหล่งน้ำใดที่อยู่ต่ำจากผิวดินมากไม่สะดวกต่อการใช้ มนุษย์ก็ได้พยายามคิดค้นเครื่องมือซึ่งมีลักษณะเป็นปั๊มหรือเครื่องสูบชนิดต่าง ๆ เพื่อนำเอาน้ำมาใช้ให้สะดวกขึ้น เพื่อให้สามารถทำการเพาะปลูกได้มากและห่างไกลจากแหล่งน้ำมากขึ้น ปั๊มหรือเครื่องมือที่คิดค้นขึ้นมาหลายร้อยปีแล้วบางชิ้นก็ยังคงมีใช้อยู่ในหลาย ๆ ประเทศในปัจจุบัน

ปั๊มสมัยใหม่ได้เริ่มมีวิวัฒนาการมาตั้งแต่ประมาณปี ค.ศ. 1840 โดยเป็นแบบลูกสูบชัก (Reciprocating) ชนิดต่อตรงเข้ากับเครื่องจักรไอน้ำ นับตั้งแต่สมัยนั้นเป็นต้นมาก็ได้มีการวิวัฒนาการมากขึ้นในทุก ๆ ด้านจนอาจกล่าวได้ว่า ปั๊มเป็นเครื่องมือสำคัญที่จำเป็นต่อความอยู่ดีกินดีของมนุษยชาติทุกด้าน นับตั้งแต่งานจัดหาและส่งน้ำเพื่ออุปโภคบริโภค การเกษตร งานอุตสาหกรรม คมนาคม หรือแม้กระทั่งงานแพทย์ที่ใช้ปั๊มทำหน้าที่หัวใจเทียม เป็นต้น อย่างไรก็ตาม ปั๊มที่จะกล่าวถึงในที่นี้จะเน้นเฉพาะแบบทั่ว ๆ ไปที่ใช้กันในงานจัดหา น้ำ ส่งน้ำ และระบายน้ำ หรือปั๊มน้ำเท่านั้น

การแยกประเภทปั๊ม

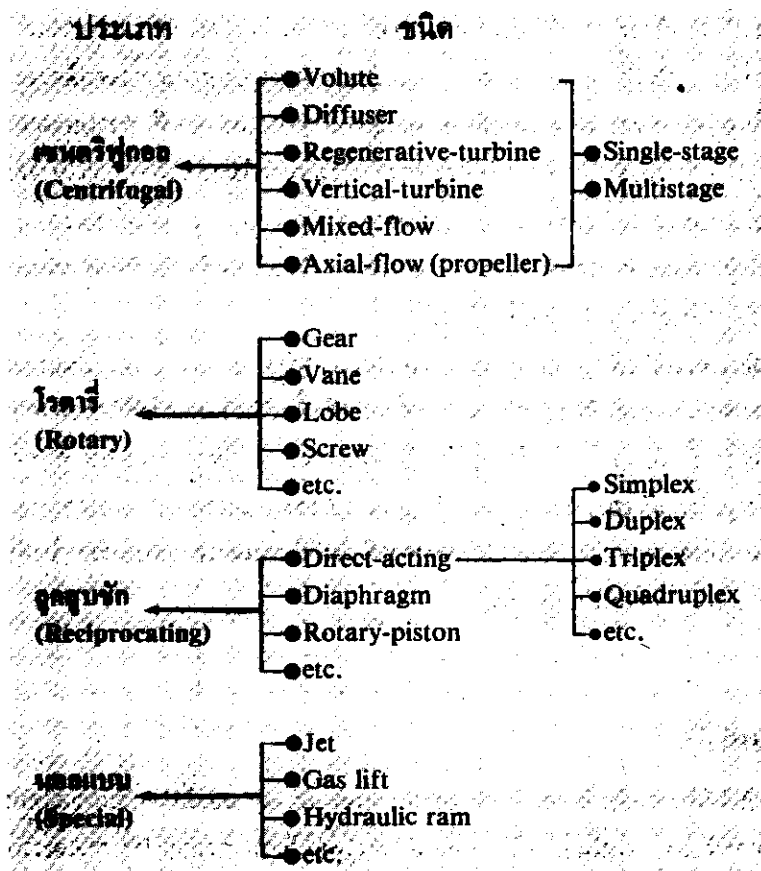
ปัจจุบันได้มีการผลิตปั๊มออกจำหน่ายมากมายหลายชนิด และมีการเรียกชื่อแตกต่างกันออกไปจนบางครั้งทำให้เกิดการสับสน ดังนั้นจึงได้มีการจัดหมวดหมู่เพื่อให้สามารถแยกประเภทและเรียกชื่อได้ชัดเจนขึ้น การแยกประเภทอาจแบ่งออกได้เป็น 2 แบบด้วยกัน คือ

1. แยกตามลักษณะการเพิ่มพลังงานให้แก่ของเหลว หรือการไหลของของเหลวในปั๊ม ซึ่งได้แก่
- ก. ประเภทเซนตริฟูกอล (Centrifugal) เพิ่มพลังงานให้แก่ของเหลวโดยอาศัยแรงเหวี่ยงหนีจุดศูนย์กลาง ปั๊มประเภทนี้บางครั้งเรียกว่าเป็นประเภท Roto-dynamic
 - ข. ประเภทโรตารี (Rotary) เพิ่มพลังงานโดยอาศัยการหมุนของฟันเฟืองรอบแกนกลาง
 - ค. ประเภทลูกสูบชัก (Reciprocating) เพิ่มพลังงานโดยอาศัยการอัดโดยตรงในกระบอกสูบ
 - ง. นอกแบบ (Special) ซึ่งเป็นปั๊มที่มีลักษณะพิเศษไม่สามารถจัดให้อยู่ในสามประเภทข้างต้น

ได้

ในแต่ละประเภทตามที่กล่าวมานี้ยังมีการดัดแปลงออกไปเป็นแบบต่าง ๆ อีกหลายแบบและมีชื่อเรียกของแต่ละแบบแตกต่างกันออกไป ดังแสดงไว้ในรูปที่ 1.1

2. แยกประเภทตามลักษณะการขับเคลื่อนของเหลวในเครื่องสูบน้ำ ซึ่งแบ่งออกเป็น 2 ประเภทด้วยกัน คือ



รูปที่ 1.1 การจำแนกประเภทของปั๊ม

ก. ทำงานโดยอาศัยหลักการแทนที่ของเหลว (Non-Positive Displacement) ปั๊มประเภทอาศัยแรงเหวี่ยงหนีจุดศูนย์กลางอาจจัดให้อยู่ในกลุ่มนี้ได้

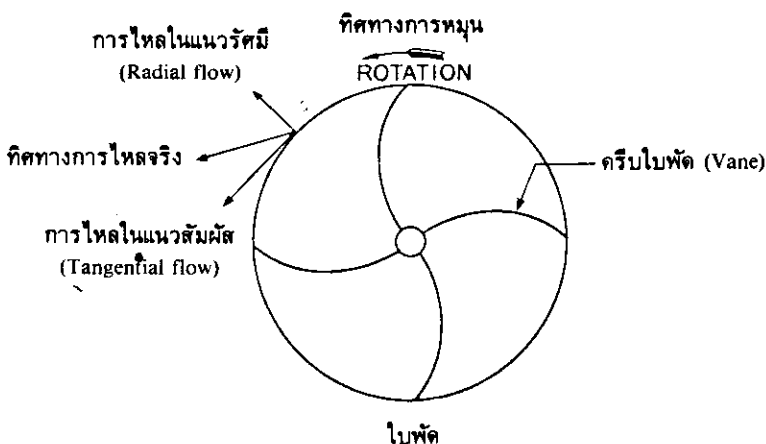
ข. ทำงานโดยอาศัยหลักการแทนที่ของเหลวในห้องสูบด้วยการเคลื่อนที่ของชิ้นส่วนของเครื่องสูบ ปั๊มประเภทนี้รวมแบบโรตารีและลูกสูบชักเข้าอยู่ในกลุ่มเดียวกัน

นอกจากการแบ่งประเภทสองแบบตามที่กล่าวข้างต้นแล้ว ยังอาจแบ่งแยกปั๊มตามวัตถุประสงค์ใช้งานของแต่ละแบบด้วย เช่น ปั๊มดับเพลิง ปั๊มลม ปั๊มสูญญากาศ ปั๊มน้ำบาดาล เป็นต้น ปั๊มเหล่านี้จะประกอบกันเป็นชุดโดยมีอุปกรณ์สำหรับใช้งานที่ออกแบบไว้โดยเฉพาะและไม่เหมาะที่จะนำไปใช้อย่างอื่น

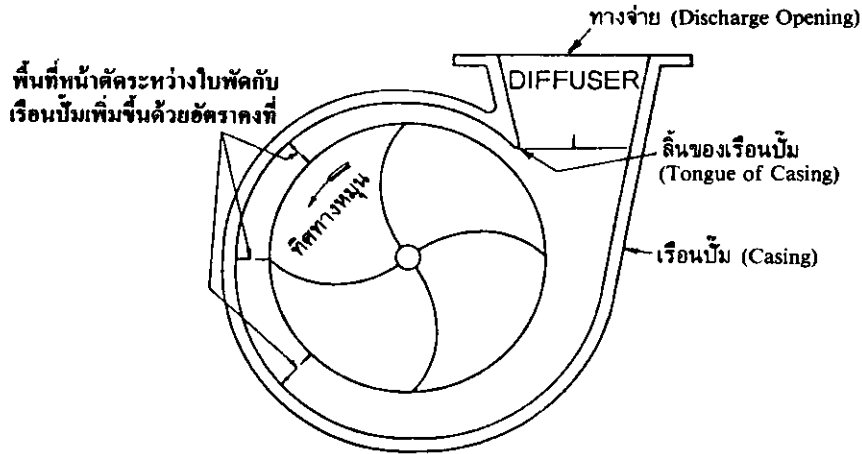
การทำงานของปั๊มแบบเซนตริฟูกอล

ปั๊มแบบนี้ทำงานโดยอาศัยการหมุนของใบพัดหรืออิมเพลเลอร์ (Impeller) ที่ได้รับการถ่ายทอดกำลังจากเครื่องยนต์ต้นกำลังหรือมอเตอร์ไฟฟ้า เมื่อใบพัดหมุนพลังงานจากเครื่องยนต์ก็จะถูกถ่ายทอดโดยการผลัดกันของครีบบพัด (vane) ต่อของเหลวที่อยู่รอบ ๆ ทำให้เกิดการไหลในแนวสัมผัสกับเส้นรอบวง (Tangential flow) เมื่อมีการไหลในลักษณะดังกล่าวก็จะเกิดแรงเหวี่ยงหนีจุดศูนย์กลาง (Centrifugal force) และเป็นผลให้มีการไหลจากจุดศูนย์กลางของใบพัดออกไปสู่แนวเส้นรอบวงทุกทิศทาง (Radial flow) ดังนั้นของเหลวที่ถูกใบพัดผลัดกันออกมาก็จะมีทิศทางการไหลที่เป็นผลรวมของแนวทั้งสอง ดังรูปที่ 1.2

โดยหลักกลศาสตร์ เมื่อของเหลวถูกหมุนให้เกิดแรงหนีจุดศูนย์กลาง ความกดดันของของเหลวจะมีค่ามากขึ้นเมื่ออยู่ห่างจากจุดศูนย์กลางของใบพัดมากขึ้น เมื่อความเร็วของใบพัดซึ่งหมุนอยู่ในภาชนะปิดมากพอ ความกดดันที่จุดศูนย์กลางก็จะต่ำกว่าความกดดันของบรรยากาศ ดังนั้นปั๊มแบบอาศัยแรงเหวี่ยง



รูปที่ 1.2 ทิศทางการไหลของของเหลวขณะผ่านออกจากใบพัด (Impeller) ของปั๊มแบบเซนตริฟูกอล



รูปที่ 1.3 ลักษณะทั่วไปของเรือนปั๊ม (Casing) ของปั๊มแบบเซนตริฟูกอล

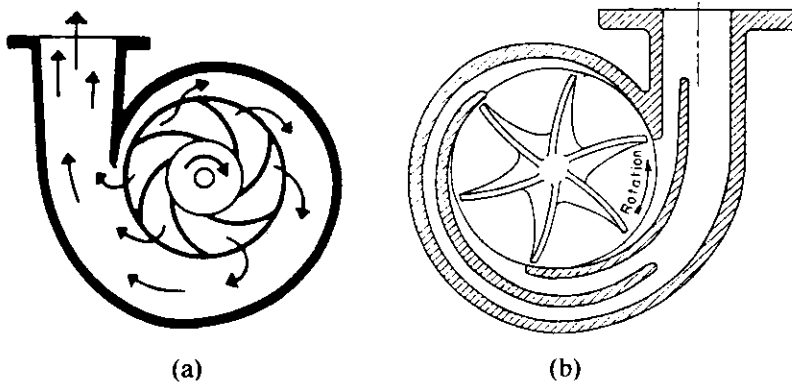
หนึ่งจุดศูนย์กลางที่แท้จริงจึงมีทางให้ของเหลวไหลเข้าหรือทางดูด (Suction Opening) อยู่ที่ศูนย์กลางใบพัดของเหลวที่ถูกดูดเข้าทางศูนย์กลาง เมื่อถูกผลักดันออกไปด้วยแรงผลักดันของครีบบพัดและแรงเหวี่ยงหนึ่งจุดศูนย์กลาง ก็จะไหลออกมาตลอดแนวเส้นรอบวง ดังนั้นใบพัดจึงจำเป็นต้องอยู่ในเรือนปั๊ม (Casing) เพื่อทำหน้าที่รวบรวมและผันของเหลวเหล่านี้ไปสู่ทางจ่าย (Discharge Opening) เพื่อต่อเข้ากับท่อส่งหรือระบบใช้งานต่อไป ในการรวบรวมของเหลวที่ถูกผลักดันออกมานี้จำเป็นต้องเริ่มต้นที่จุดใดจุดหนึ่งบนเส้นรอบวงของใบพัด ดังนั้นจะมีจุดหนึ่งซึ่งผนังภายในของเรือนปั๊มเข้ามาชิดกับขอบของใบพัดมาก จุดดังกล่าวนี้เรียกว่าลิ้นของเรือนปั๊ม (Tongue of the casing) ลักษณะโดยทั่ว ๆ ไปของเรือนปั๊มจะดูได้จากรูปที่ 1.3

จากลิ้นของเรือนปั๊มไปตามทิศทางการหมุนของใบพัด จะมีของเหลวไหลออกมามากขึ้นตามความยาวของเส้นรอบวงของใบพัดที่เพิ่มขึ้น ดังนั้นช่องว่างซึ่งเป็นทางเดินของของเหลวระหว่างผนังของเรือนปั๊มกับใบพัดก็ต้องเพิ่มขนาดขึ้นด้วย โดยหลักการแล้วอัตราการเพิ่มพื้นที่หน้าตัดจะคงที่เพื่อให้ความเร็วของการไหลสม่ำเสมอซึ่งจะเป็นผลให้มีการสูญเสียพลังงานน้อยลงนั่นเอง อย่างไรก็ตาม ความเร็วของการไหลจะลดลงเนื่องจากพลังงานบางส่วนถูกเปลี่ยนมาเป็นพลังงานศักย์ (Potential Energy) ในรูปของความดัน (Pressure head) แทน

แบบต่าง ๆ ของปั๊มประเภทเซนตริฟูกอล

ตามรูปที่ 1.1 ปั๊มประเภทเซนตริฟูกอลสามารถแบ่งแยกออกไปได้อีกหลายแบบคือ

1. แบบหอยโข่ง (Volute Type-รูปที่ 1.4) เป็นแบบพื้นฐานของปั๊มประเภทนี้ กล่าวคือเป็นแบบที่ของเหลวที่ไหลเข้ามาสู่ศูนย์กลางของใบพัดมีทิศทางขนานกับแกนของเพลา แล้วไหลออกทำมุม 90 องศา

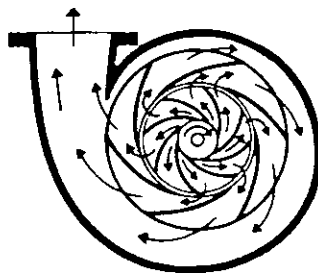


รูปที่ 1.4 ปั๊มเซนตริฟูกอลแบบหอยโข่ง (Volute) ที่เรือนปั๊มมีช่องทางเดินของของเหลวเพียงช่องเดียว (a) และสองช่อง (b)

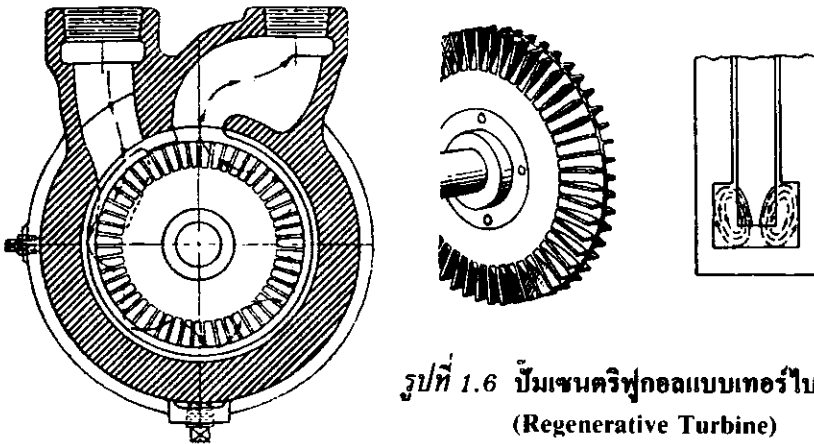
กับทิศทางที่ไหลเข้า ช่องทางเดินของของเหลวจากลิ้นของเรือนปั๊มมีพื้นที่หน้าตัดเพิ่มขึ้นตามความยาวของเส้นรอบวงในทิศทางการหมุนของใบพัด บางแบบมีการเพิ่มช่องทางเดินให้มากขึ้นเช่นในรูปที่ 1.4 (b) การดัดแปลงดังกล่าวนี้จะช่วยให้แรงกดดันเพลลาของปั๊มมีความสมดุลดีขึ้น

2. แบบมีครีบน้ำ (Diffuser Type-รูปที่ 1.5) ปั๊มแบบนี้มีลักษณะของใบพัดและรูปร่างภายนอกของเรือนปั๊ม (Casing) เหมือนกับแบบแรกทุกประการ จะผิดกันก็เพียงแต่ว่าภายในจะมีครีบน้ำ (Guide Vanes) เพิ่มขึ้นมา ครีบดังกล่าวซึ่งติดอยู่กับเรือนปั๊มจะช่วยให้ของเหลวที่ถูกผลักดันออกมาค่อย ๆ เบนทิศทางไปสู่ช่องทางเดินซึ่งเป็นส่วนโค้งได้ดีขึ้น ทำให้มีการสูญเสียพลังงานน้อยลง และเป็นผลให้การเปลี่ยนพลังงานจลน์ (Kinetic Energy) มาเป็นพลังงานศักย์ในรูปของความดัน (Pressure Head) มีประสิทธิภาพดีขึ้น

3. แบบเทอร์ไบน์ (Turbine Type-รูปที่ 1.6) ปั๊มแบบนี้บางครั้งเรียกว่าแบบ Vortex, Perip-



รูปที่ 1.5 ปั๊มเซนตริฟูกอลแบบมีครีบน้ำ (Diffuser Type) ซึ่งมีครีบช่วยให้การเปลี่ยนทิศทางการไหลของของเหลวในห้องสูบน้ำเหมาะสมยิ่งขึ้น

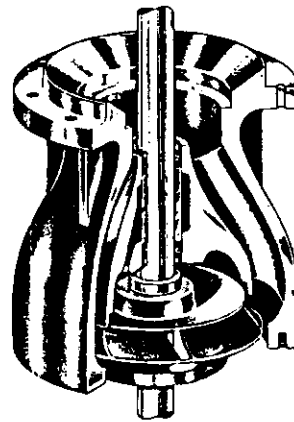
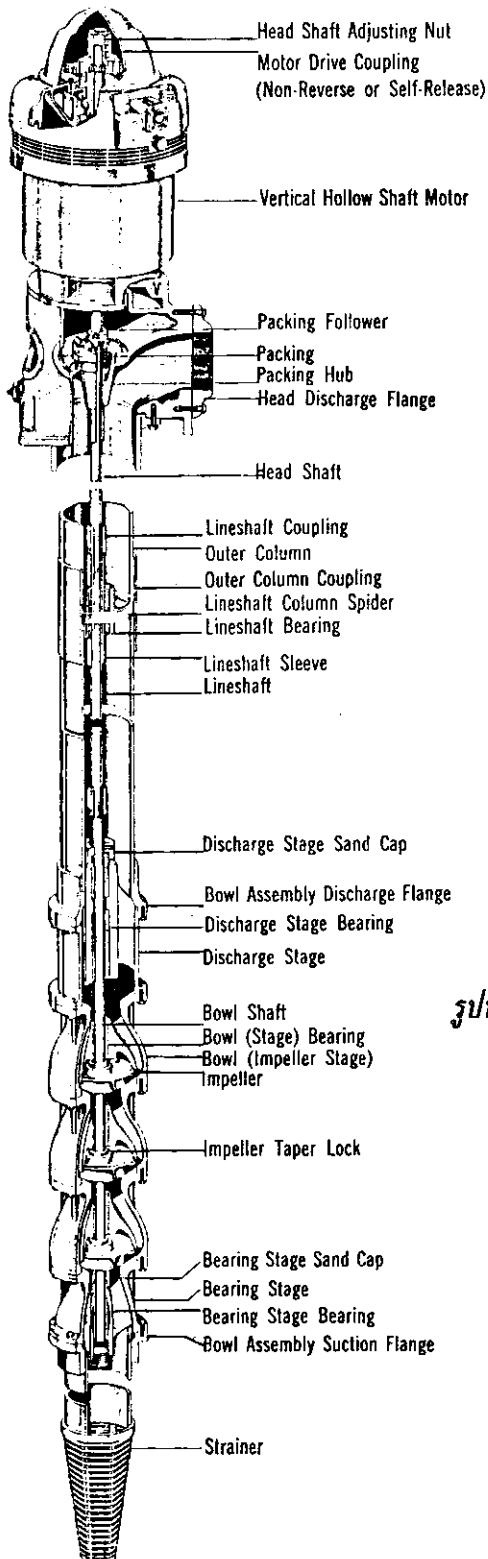


รูปที่ 1.6 ปั๊มเจนทรีฟูกอลแบบเทอร์ไบน์
(Regenerative Turbine)

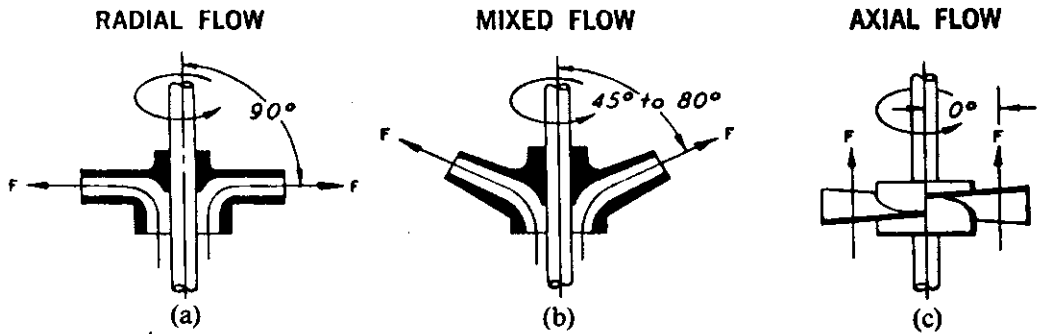
hery หรือ Regenerative Turbine ลักษณะพิเศษของมันคือใบพัดจะเป็นแผ่นแบนกลมมีความหนา ครีบบางใบพัดเกิดจากการเซาะร่องบนขอบของแผ่นใบพัด ทำให้เกิดเป็นแผ่นครีบบาง ๆ และสันในแนวรัศมี (Radial Direction) ขณะที่ของเหลวไหลเข้ามาจากทางดูดสู่ช่องว่างระหว่างครีบบางของใบพัดมันจะถูกเหวี่ยงออกด้วยแรงหนีศูนย์กลาง แต่เนื่องจากผนังของเรือนปั๊มปิดกั้นอยู่ ของเหลวดังกล่าวก็จะวิ่งย้อนกลับเข้ามาสู่ช่องว่างระหว่างใบพัดและถูกเหวี่ยงออกไปอีก ขบวนการดังกล่าวจะซ้ำกันอยู่เช่นนี้จนกว่าจะถึงช่องทางจ่าย (Discharge Opening) พลังงานที่ของเหลวได้รับจะขึ้นอยู่กับจำนวนครั้งที่ของเหลววิ่งเข้ามาสู่ช่องว่างระหว่างครีบบางของใบพัดและถูกเหวี่ยงออกไปซึ่งมีค่าตั้งแต่ 2 ถึง 50 ครั้ง ถ้าจำนวนครั้งมากพลังงานศักย์ของของเหลวก็จะมากตามขึ้นไปด้วย

4. แบบ Vertical Turbine (Vertical Turbine Type-รูปที่ 1.7) ปั๊มแบบนี้เดิมทีเคยผลิตขึ้นมาสำหรับสูบน้ำจากบ่อบาดาล ดังนั้นบางครั้งจึงเรียกว่าปั๊มน้ำบาดาล (Deep Well หรือ Deep Well Turbine Pump) โดยแท้จริงแล้วใบพัดของปั๊มแบบนี้ไม่ใช่เป็นแบบเทอร์ไบน์ แต่เป็นแบบ Radial Flow หรือ Mixed Flow ซึ่งจะกล่าวถึงในหัวข้อต่อไป เนื่องจากส่วนประกอบทั้งหมดของปั๊มจะต้องประกอบกันเป็นท่อนทรงกระบอกเพื่อให้สามารถบรรจุลงในท่อบ่อน้ำบาดาลได้ และบ่อบาดาลส่วนใหญ่มีระดับน้ำลึกมาก ปั๊มชุดเดียวอาจให้พลังงานศักย์ไม่พอ ปั๊มแบบนี้จึงต้องออกแบบให้ใบพัดและเรือนปั๊มหลายชุดต่อเข้าด้วยกันได้เป็นชั้น ๆ โดยอาศัยเพลาลมุนใบพัดเหมือนกัน เรือนปั๊ม (Casing) ก็จะต้องดัดแปลงให้รับน้ำจากใบพัดแล้วส่งขึ้นไปสู่ทางดูดของใบพัดตัวบนได้ และเนื่องจากลักษณะของเรือนปั๊มแตกต่างจากแบบหอยโข่ง (Volute) ชื่อของส่วนนี้จึงเปลี่ยนไปเรียกว่าโบว์ล (Bowl) ภายในโบว์ลจะประกอบด้วยครีบบ้านน้ำซึ่งมีลักษณะของแบบมีครีบบ้านน้ำ (Diffuser) โบว์ลหนึ่งชุดจะเทียบได้กับปั๊ม 1 เครื่อง ปั๊มแบบ Vertical Turbine โดยทั่ว ๆ ไปมีโบว์ลมากกว่าหนึ่งชั้น (Stage) ซ้อนกัน ในกรณีที่ว่านี้ก็อาจจำเป็นต้องบอกจำนวนชั้นควบคู่ไปกับการเรียกชื่อปั๊มด้วย เช่น Single-stage Vertical Turbine, Three-stage Deep well Turbine สำหรับปั๊มที่มีโบว์ลชั้นเดียว และสามชั้น เป็นต้น

5. Mixed Flow ปั๊มสองแบบแรกที่ถูกกล่าวถึงข้างต้น คือแบบหอยโข่ง (Volute) และแบบมีครีบบ้านน้ำ (Diffuser) เป็นแบบที่เรียกชื่อตามลักษณะของเรือนปั๊มที่ทำหน้าที่รวบรวมหรือผันของเหลวที่ไหลออก



รูปที่ 1.7 ปั๊มแบบ Vertical Turbine ขนาด 3 ชั้น (Stage) และรูปขยายของบอว์ล 1 ชุด



รูปที่ 1.8 ทิศทางการไหลของของเหลวออกจากใบพัด (a) ในแนวรัศมี (Radial Flow) (b) ในแนวทำมุมเอียงกับเพลลา (Mixed Flow) และ (c) ในแนวขนานกับเพลลา (Axial Flow)

จากใบพัดไปสู่ช่องทางจ่าย ใบพัดที่ใช้กับปั๊มทั้งสองแบบส่วนใหญ่จะมีลักษณะเป็น Radial Flow คือของเหลวไหลเข้าสู่ศูนย์กลางของใบพัดในแนวขนานกับเพลลาแล้วไหลออกด้วยแรงเหวี่ยงหนีจุดศูนย์กลางเพียงอย่างเดียว ทิศทางการไหลออกจะทำมุม 90 องศากับทิศทางที่มันไหลเข้าดังรูปที่ 1.8a

สำหรับปั๊มแบบ Mixed Flow นั้นเป็นชื่อที่เรียกตามลักษณะของใบพัด หรือทิศทางการไหลของของเหลวออกจากใบพัด ปั๊มหรือใบพัดแบบนี้จะเพิ่มพลังงานให้แก่ของเหลวโดยอาศัยทั้งแรงเหวี่ยงหนีจุดศูนย์กลางและแรงผลักดันของแผ่นใบพัดในแนวขนานกับแกนของเพลลา ของเหลวที่ไหลออกจะทำมุม 45 ถึง 80 องศา กับแกนของเพลลา (รูปที่ 1.8b) ปั๊มแบบนี้ให้เฮด (Head) น้อยกว่าแบบ Radial Flow แต่จะให้อัตราการสูบสูงกว่า ใบพัดแบบ Mixed Flow ใช้กันมากในแบบ Vertical Turbine

ปั๊มแบบ Mixed Flow นี้จะให้เฮดตั้งแต่ 3 ถึง 50 เมตรต่อใบพัด 1 ชุด อัตราการสูบมากได้ถึง 7,000 ลูกบาศก์เมตรต่อชั่วโมง ความเร็วปกติของใบพัด 1,450 รอบต่อนาทีหรือมากกว่า

6. Axial Flow (รูปที่ 1.8c) ในปั๊มแบบ Axial Flow ของเหลวที่ไหลเข้าและออกจากใบพัดมีทิศทางขนานกับแกนของเพลลา แรงที่เพิ่มพลังงานให้กับของเหลวเป็นแรงผลักดันในทิศทางการไหลเพียงอย่างเดียว ไม่มีแรงเหวี่ยงหนีจุดศูนย์กลาง ปั๊มแบบนี้ให้เฮดตั้งแต่ประมาณ 50 เซนติเมตรถึง 7 เมตรต่อใบพัด 1 ชุด อัตราการสูบอาจมากถึง 100,000 ลูกบาศก์เมตรต่อชั่วโมง ความเร็วปกติของใบพัด 1,160 รอบต่อนาทีหรือมากกว่า

ลักษณะใบพัดของปั๊มแบบเซนตริฟูกอล

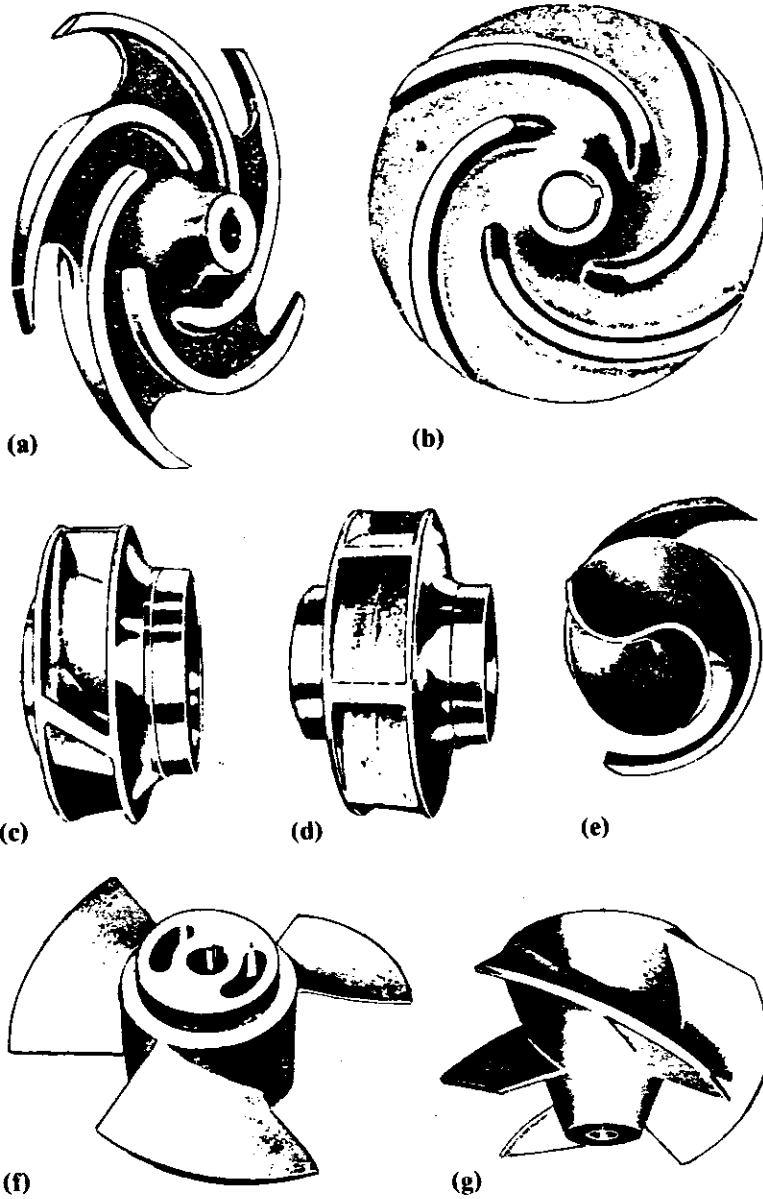
เนื่องจากว่าใบพัดของปั๊มแบบเซนตริฟูกอลได้รับการออกแบบให้เหมาะสมกับการใช้งานมากมายหลายชนิด การจำแนกประเภทอาจจะพิจารณาได้จากลักษณะของแผ่นใบพัด จานประกับ (Shroud) ลักษณะการไหลของของเหลวเข้าและออกจากใบพัด หรือวัตถุประสงค์ใช้งานของมัน ใบพัดที่ได้รับการแยกประเภท

ตามหลักการข้างต้นมีดังนี้ คือ

1. **ใบพัดเปิด (Open Impeller)** โดยทั่ว ๆ ไปแล้วครีบของใบพัด จะยึดติดอยู่กับจานประกบ (Shroud) สำหรับใบพัดที่จัดอยู่ในประเภทนี้จะมีแผ่นครีบบางส่วนยื่นออกมาจากจาน คือรัศมีของจานจะเล็กกว่ารัศมีของใบพัด ดังรูปที่ 1.9a
2. **ใบพัดกึ่งเปิด (Semi-open Impeller)** เป็นแบบที่รัศมีของจานประกบเท่ากับรัศมีของใบพัด ใบพัดประเภทนี้มีจานประกบเพียงด้านเดียว อีกด้านหนึ่งของใบพัดจะไม่มีฝาปิดดังรูปที่ 1.9b
3. **ใบพัดปิด (Closed Impeller)** (รูปที่ 1.9c และ d) เป็นแบบที่ใบพัดปิดอยู่ด้วยจานประกบ 2 แผ่น ในรูป 1.9c มีทางให้ของเหลวไหลเข้าหรือทางดูดเพียงด้านเดียว เรียกว่าเป็นแบบใบพัดปิด ดูดด้านเดียว (Closed, single suction impeller) สำหรับรูป 1.9d มีทางดูด 2 ด้านเรียกว่าเป็นแบบใบพัดปิด ดูดสองด้าน (Closed, double suction impeller)
4. **Paper-stock Impeller** (รูปที่ 1.9e) เป็นใบพัดที่ได้รับการออกแบบเป็นพิเศษให้ใช้กับของเหลวที่มีความข้นเหลว (Consistency) สูง เดิมทีเดียวใบพัดแบบนี้ออกแบบไว้ใช้ในโรงงานอุตสาหกรรมเยื่อกระดาษ ต่อมานำมาใช้กับของเหลวอื่นด้วยแต่ก็ยังเรียกชื่อเดิมอยู่
5. **Propeller** (รูปที่ 1.9f) เป็นใบพัดที่เพิ่มพลังงานให้แก่ของเหลวโดยการผลักดันในทิศทางเดียวกันกับทิศทางการไหลเข้ามาสู่ใบพัดเพียงอย่างเดียว ไม่มีแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลาง ปั๊มที่มีใบพัดประเภทนี้เรียกว่า Axial Flow Pump.
6. **Mixed Flow** (รูปที่ 1.9g) เป็นแบบที่ของเหลวไหลเข้ามาสู่ใบพัดในแนวขนานกับแกนของเพลลา แต่ตอนไหลออกจะทำมุม 45° ถึง 80° กับทิศทางเดิม กล่าวคือ การขับเคลื่อนของเหลวมีทั้งแรงขับเคลื่อนในทิศทางเดียวกันกับการไหลเข้ามาสู่ใบพัดและแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลาง
7. **Radial Flow** เป็นใบพัดแบบที่ของเหลวถูกขับเคลื่อนออกไปโดยอาศัยแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลางเพียงอย่างเดียว ทิศทางการไหลออกทำมุมฉากกับการไหลเข้า

ลักษณะและการทำงานของปั๊มแบบโรตารี

ปั๊มโรตารี เป็นแบบที่ทำงานโดยของเหลวถูกดูดเข้าและอัดปล่อยออกโดยการหมุนรอบจุดศูนย์กลางของเครื่องมือกลซึ่งมีช่องว่างให้ของเหลวไหลเข้าทางด้านดูดและเก็บอยู่ระหว่างผนังของห้องสูบกับชิ้นส่วนที่หมุนหรือโรเตอร์ (Rotor) จนกว่าจะถึงด้านจ่าย การหมุนของโรเตอร์จะก่อให้เกิดการแทนที่ที่เป็น การเพิ่มปริมาตรของของเหลว (Positive Displacement) ให้ทางด้านจ่าย



- | | |
|----------------------------|-------------------------------------|
| (a) Open Impeller | (e) Paper Stock |
| (b) Semi-open Impeller | (f) Propeller (Axial flow impeller) |
| (c) Closed, single suction | (g) Mixed flow Impeller |
| (d) Closed, double suction | |

รูปที่ 1.9 ลักษณะใบพัดของปั๊มแบบเซนทริฟูกอล (Centrifugal Pump)

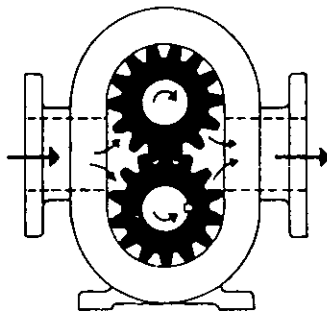
อัตราการสูบของปั๊มแบบนี้ขึ้นอยู่กับอัตราการแทนที่ของเหลวของโรเตอร์ซึ่งโดยทั่ว ๆ ไปแล้วจะต่ำกว่าแบบอื่น ประสิทธิภาพของการทำงานขึ้นอยู่กับองค์ประกอบหลายอย่าง เช่น ช่องว่าง (Clearance) ระหว่างโรเตอร์กับผนังของห้องสูบ ความแตกต่างของความดันระหว่างด้านสูบบกับด้านจ่าย ความข้นหนืด (Viscosity) ของของเหลว และความเร็วของการหมุน เป็นต้น ปั๊มแบบนี้จะให้ประสิทธิภาพสูงได้ถึง 80-85% ถ้าใช้กับของเหลวที่มีความข้นหนืดสูง

ผู้ผลิตได้ออกแบบปั๊มประเภทนี้ต่าง ๆ กันมากมายหลายแบบ ลักษณะการทำงานของทุกแบบคล้ายคลึงกัน จะผิดกันก็ข้อขึ้นส่วนที่ทำหน้าที่หมุนเพื่อก่อให้เกิดการแทนที่ของเหลว การเรียกชื่อจึงเรียกตามลักษณะรูปร่างของส่วนนี้เป็นหลัก ตัวอย่างของปั๊มประเภทนี้ได้แก่

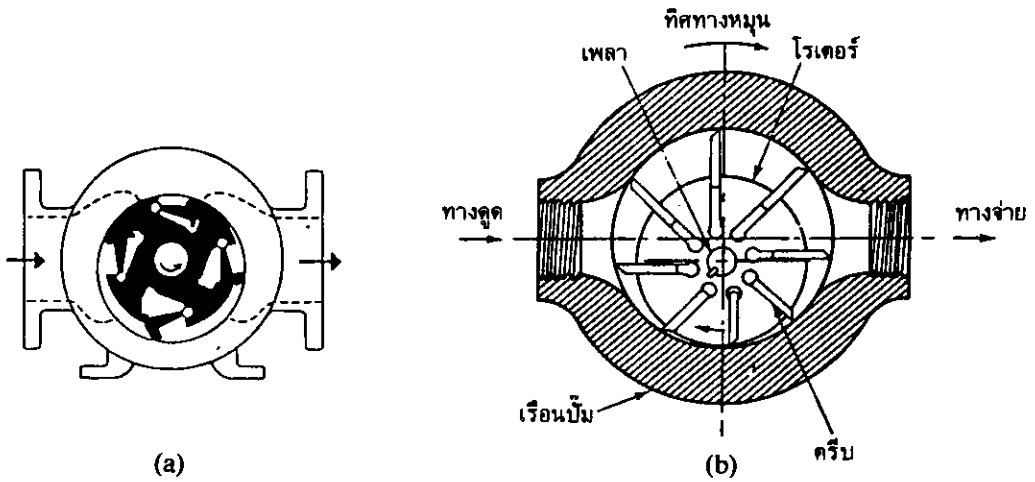
1. **ปั๊มโรตารีแบบเฟือง (Gear Pump-รูปที่ 1.10)** เป็นแบบที่ใช้กันแพร่หลายมากที่สุด ปั๊มแบบนี้ประกอบด้วยฟันเฟืองหรือเกียร์สองตัวหมุนขบกันในห้องสูบ ของเหลวจากทางดูดจะไหลเข้าไปอยู่ในร่องฟันซึ่งจะหมุนและพาของเหลวเข้าไปสู่ทางจ่าย ซึ่งของฟันเฟืองซึ่งอยู่ชิดกับผนังของห้องสูบป้องกันไม่ให้อของเหลวไหลย้อนมาสู่ทางดูดได้ เมื่อมาถึงทางจ่ายแล้วร่องฟันเฟืองซึ่งมีของเหลวบรรจุอยู่ก็จะถูกแทนที่ด้วยฟันจากเฟืองอีกตัวหนึ่งซึ่งขบกันสนิทจนของเหลวไม่สามารถไหลผ่านฟันเฟืองไปสู่ด้านดูดได้

2. **ปั๊มโรตารีแบบครีป (Vane Pump-รูปที่ 1.11)** ปั๊มแบบนี้มีห้องสูบเป็นรูปทรงกระบอกและมีโรเตอร์ซึ่งเป็นทรงกระบอกเหมือนกันวางเยื้องศูนย์กลางให้ผิวนอกของโรเตอร์สัมผัสกับผนังของห้องสูบที่กึ่งกลางทางดูดกับทางจ่าย

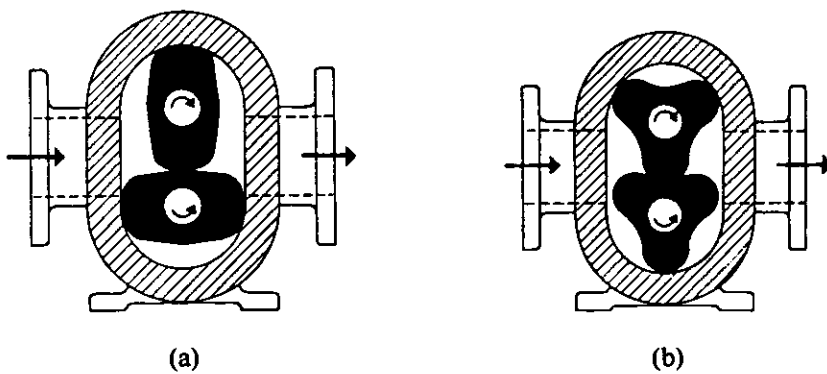
รอบ ๆ โรเตอร์จะมีครีปซึ่งเลื่อนได้ในแนวเข้าออกจากจุดศูนย์กลางมาชนกับผนังของห้องสูบ เมื่อโรเตอร์หมุนครีปเหล่านี้ก็จะกวาดเอาของเหลวซึ่งอยู่ระหว่างโรเตอร์กับห้องสูบไปสู่ทางจ่าย ปั๊มแบบนี้ได้เปรียบแบบเฟือง (Gear Pump) ตรงที่ว่า การสึกหรอของผนังห้องสูบหรือปลายครีปจะไม่มีผลต่อประสิทธิภาพการทำงานมากเหมือนการสึกหรอของฟันเฟือง เพราะครีปสามารถเลื่อนออกมาชนกับผนังของห้องสูบได้สนิท



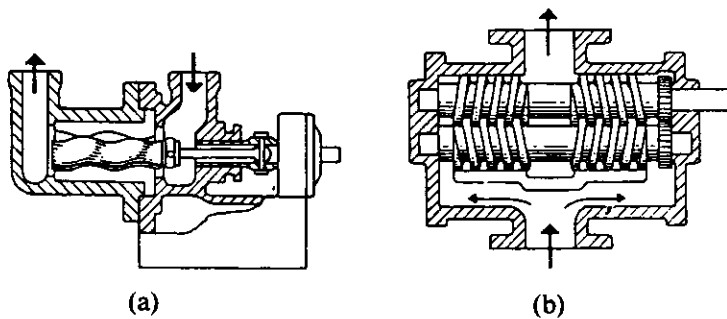
รูปที่ 1.10 ปั๊มโรตารีแบบเฟือง (Gear Pump)



รูปที่ 1.11 ปั๊มโรตารีแบบครีป (Vane) (a) Swing-vane Pump และ (b) Slide-vane Pump.



รูปที่ 1.12 ปั๊มโรตารีแบบลอน (a) สองลอน (Two-lobe) (b) สามลอน (Three-lobe)



รูปที่ 1.13 ปั๊มโรตารีแบบสว่าน (Screw Pump) (a) สว่านเดี่ยว (Single-screw) (b) สองสว่าน (Two-screw)

3. **ปั๊มโรตารีแบบลอน (Lobe Pump-รูปที่ 1.12)** ปั๊มแบบนี้มีลักษณะเช่นเดียวกับกับแบบเฟือง (Gear Pump) แต่โรเตอร์มีลักษณะเป็นลอนหรือพูสองถึงสี่ลอน ช่องว่างระหว่างลอนมีลักษณะแบนและกว้าง ดังนั้นอัตราการสูบจึงสูงกว่าแบบแรก แต่เนื่องจากการถ่ายเทกำลังหมุนของโรเตอร์แบบนี้มีประสิทธิภาพต่ำมาก จึงจำเป็นต้องมีเฟืองนอกห้องสูบลูกชุดหนึ่งเพื่อช่วยให้จังหวะการหมุนของโรเตอร์ทั้งสองเข้ากันได้พอดี

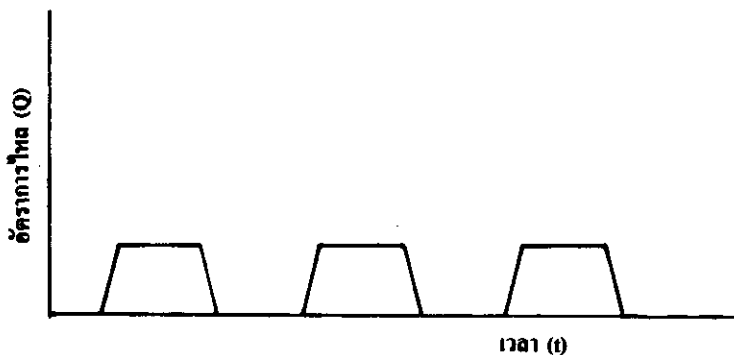
4. **ปั๊มโรตารีแบบสว่าน (Screw Pump-รูปที่ 1.13)** ปั๊มแบบนี้เพิ่มพลังงานให้แก่ของเหลวโดยอาศัยโรเตอร์ซึ่งมีลักษณะเป็นสว่านที่หมุนในลักษณะขับเคลื่อนให้ของเหลวเคลื่อนที่ไประหว่างร่องเกลียวสว่านกับผนังของห้องสูบจากทางดูดไปสู่ทางจ่าย จำนวนสว่านหรือโรเตอร์อาจมีได้ตั้งแต่หนึ่งถึงสามตัว

ลักษณะและการทำงานของปั๊มแบบลูกสูบชัก

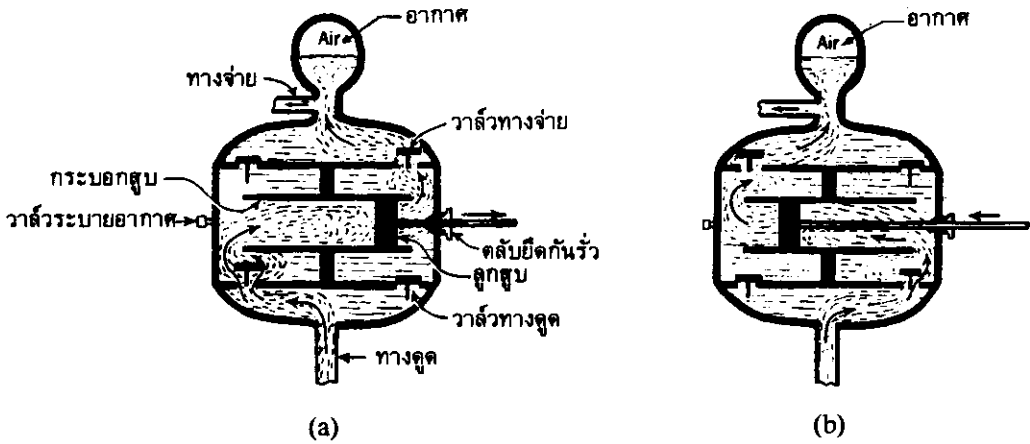
ปั๊มแบบลูกสูบชัก (Reciprocating Pump) เป็นแบบที่เพิ่มพลังงานให้แก่ของเหลวโดยการเคลื่อนที่ของลูกสูบเข้าไปอัดของเหลวให้ไหลไปสู่ทางจ่าย ปริมาตรของของเหลวที่สูบได้ในแต่ละครั้งจะเท่ากับผลคูณของพื้นที่หน้าตัดของกระบอกสูบกับช่วงชักของกระบอกสูบนั้น ปั๊มชนิดนี้ต่างกับแบบโรตารีตรงที่ว่า การเคลื่อนที่ของตัวถ่ายทอดพลังงานของแบบโรตารีเป็นการหมุนรอบแกน แต่ปั๊มแบบลูกสูบชักเป็นการเคลื่อนที่ในแนวเส้นตรง ตัวอย่างของปั๊มประเภทนี้ได้แก่

1. **แบบขับเคลื่อนโดยตรง (Direct-acting)** เป็นปั๊มลูกสูบชักที่มีต้นกำเนิดมาจากเครื่องจักรไอน้ำ การเพิ่มพลังงานให้แก่ของเหลวมีลักษณะเป็นการอัดหรือผลักดันจากต้นกำลังโดยตรง

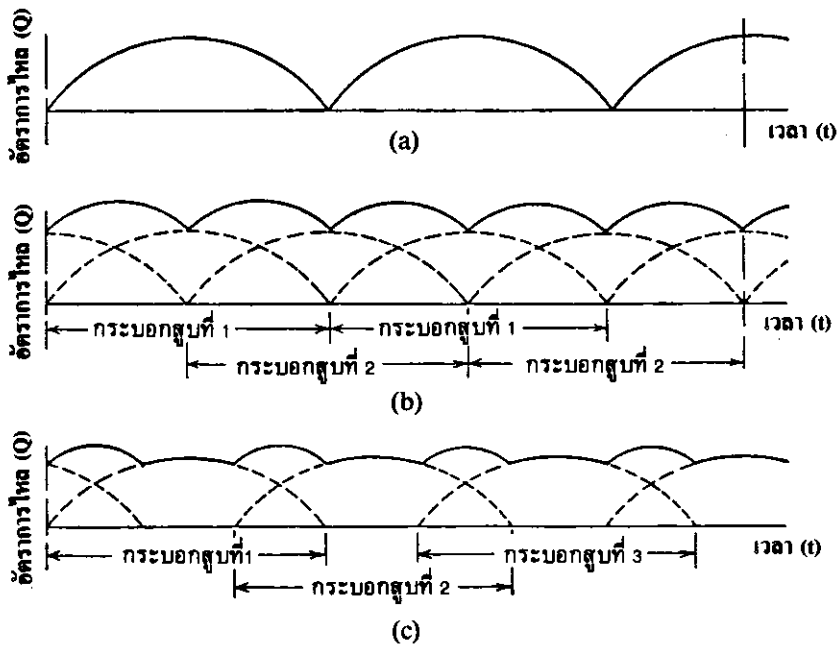
ในปั๊มแบบลูกสูบเดียวซึ่งเป็นแบบที่ง่ายที่สุดมีลักษณะการทำงานคล้ายกระบอกสูบของเครื่องยนต์ กล่าวคือ เมื่อมีการอัดของเหลวไปสู่ทางจ่ายแล้วจะต้องมีการดูดของเหลวที่ต้องการสูบเข้ามาแทนที่ ในช่วงดังกล่าวนี้การไหลของของเหลวก็จะขาดตอนไปจนกว่าจะถึงจังหวะอัดในรอบต่อไป การไหลจากปั๊มแบบนี้



รูปที่ 1.14 กราฟแสดงอัตราการไหลของปั๊มลูกสูบชักแบบลูกสูบเดียวและอัดจังหวะเดียว (Simplex, Single acting)



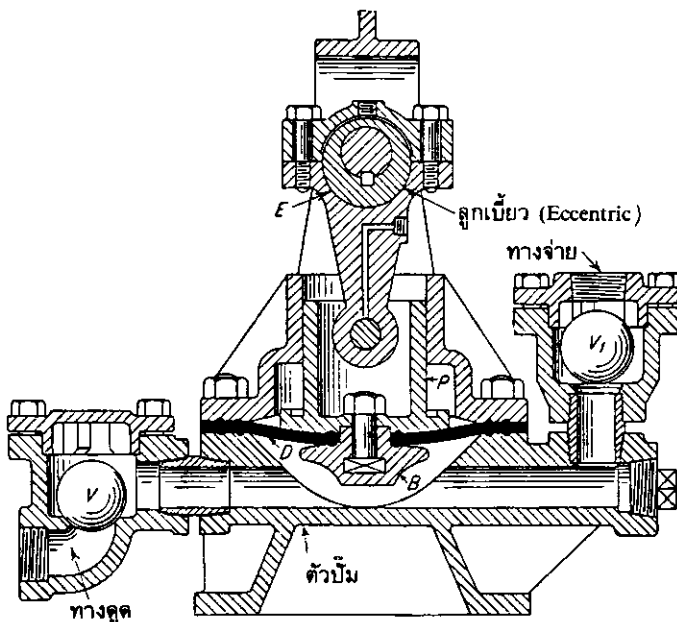
รูปที่ 1.15 ปั๊มลูกสูบชักแบบอัดสองจังหวะ (Double Acting) (a) กระบอกสูบด้านซ้ายมือทำหน้าที่ดูด ด้านขวามือทำหน้าที่อัด (b) กระบอกสูบด้านซ้ายมือทำหน้าที่อัด ด้านขวามือทำหน้าที่ดูด



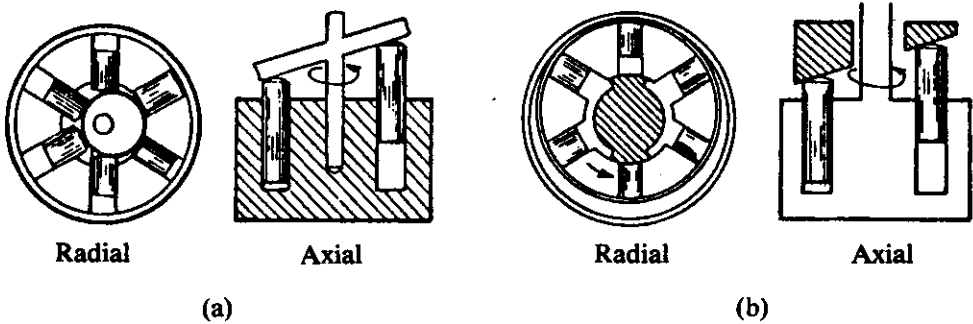
รูปที่ 1.16 ตัวอย่างกราฟแสดงอัตราการไหลของปั๊มลูกสูบชัก (a) ลูกสูบเดี่ยว-อัดสองจังหวะ (Simplex, double-acting), (b) สองสูบ-อัดสองจังหวะ (Duplex, double-acting) และ (c) สามสูบ-อัดจังหวะเดียว (Triplex, single-acting)

จะมีลักษณะดังเช่นรูปที่ 1.14 อย่างไรก็ตาม เนื่องจากงานส่วนใหญ่ต้องการอัตราการไหลที่สม่ำเสมอ จึงได้มีการดัดแปลงกระบอกสูบให้ทำงานได้ทั้งในจังหวะอัดและในจังหวะดูด โดยเพิ่มความยาวของกระบอกสูบขึ้น จังหวะอัดของปลายกระบอกสูบด้านหนึ่งก็จะกลายเป็นจังหวะดูดของปลายกระบอกสูบของอีกด้านหนึ่งดังเช่นรูปที่ 1.15 ปั๊มที่มีลักษณะเช่นนี้เรียกว่าแบบอัดสองจังหวะ (Double-acting) ส่วนแบบแรกเป็นแบบอัดจังหวะเดียว (Single acting) การดัดแปลงดังกล่าวทำให้การไหลของของเหลวต่อเนื่องกันดีขึ้นดังเช่นรูปที่ 1.16 (a) แต่ก็ยังไม่ทำให้สม่ำเสมอได้ถ้าหากปั๊มดังกล่าวมีกระบอกสูบเพียงชุดเดียว (Simplex) การทำให้ความดันหรืออัตราการไหลสม่ำเสมออาจทำได้โดยการเพิ่มจำนวนกระบอกสูบขึ้นเป็นสอง สาม สี่สูบ (Duplex, Triplex, Quadruplex) หรือมากกว่าแล้วให้จังหวะการอัดเหลื่อมกันก็จะช่วยแก้ปัญหาได้ดังเช่นรูปที่ 1.16 (b) และ (c) นอกจากนั้นก็อาจแก้ปัญหาโดยการปั๊มของเหลวผ่านเข้าไปในหม้อลมก่อนจ่ายออกไปเข้าระบบ อากาศซึ่งมีการขยายและหดตัวได้ดีจะช่วยทำให้อัตราการไหลสม่ำเสมอขึ้น

ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลกับเวลา (Discharge Curve) ของรูปที่ 1.16 แตกต่างจากของรูปที่ 1.14 ตรงที่ว่า ก้านสูบ (Piston Rod) ของปั๊มในรูปที่ 1.14 เคลื่อนที่ในแนวตรงและมีความเร็วสม่ำเสมอโดยอาศัยแรงดันจากไอน้ำ ดังนั้นอัตราการไหลจะสม่ำเสมอตลอดช่วงจังหวะอัด ส่วนรูปที่ 1.16 การส่งกำลังดันของเหลวทำโดยใช้เครื่องยนต์หรือมอเตอร์ผ่านข้อเหวี่ยง (Crank Shaft) ดังนั้น อัตราการไหลจะค่อย ๆ เพิ่มขึ้นและลดลงตามจังหวะการเคลื่อนที่ของก้านสูบที่ถูกดันโดยข้อเหวี่ยง ปั๊มลูกสูบชักแบบหลังนี้เรียกว่า **Power Pump**



รูปที่ 1.17 ปั๊มแบบไดอะแฟรม (Diaphragm pump)



รูปที่ 1.18 ปั๊มแบบ (a) Rotary-piston และ (b) Rotating block.

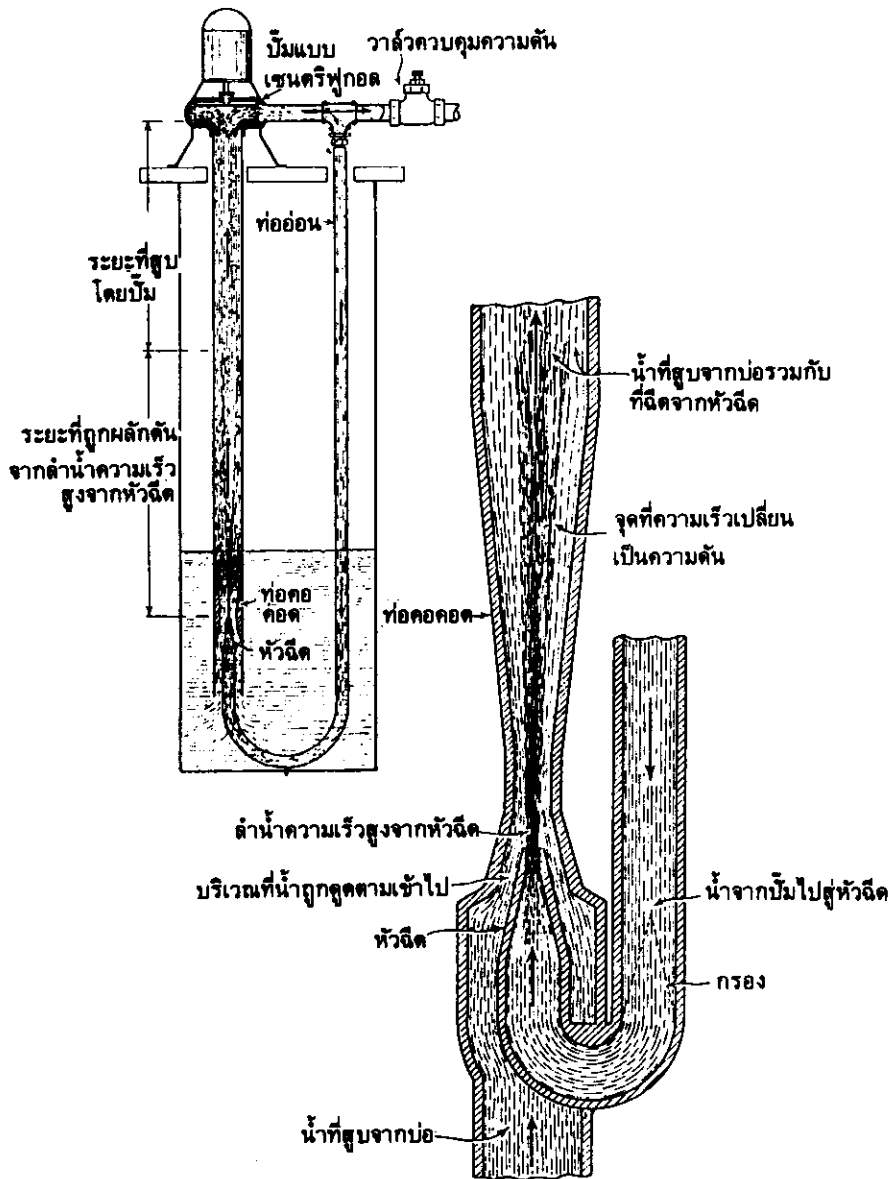
2. แบบไดอะแฟรม (Diaphragm Pump) เป็นแบบที่กระบอกสูบซึ่งทำหน้าที่ดูดและอัดของเหลว ได้รับการดัดแปลงไปเป็นแผ่นอโลหะซึ่งยืดหยุ่นได้ดังรูปที่ 1.17 แผ่นอโลหะถูกยึดติดอยู่กับที่ โดยจะมีชิ้นส่วนของปั๊มมาดันและดึงทำให้เกิดจังหวะดูดและอัดสั้น ๆ ปั๊มแบบนี้ใช้สำหรับอัตราการสูบน้อย ๆ เท่านั้น

3. แบบ Rotary-Piston เป็นแบบที่ลูกสูบบางเรียงกันในแนวตั้ง (Axial) หรือแนวอน (Radial) เป็นวงกลมดังรูปที่ 1.18 การดูดและอัดเกิดขึ้นได้โดยมีโรเตอร์หมุนก่อให้เกิดการกดและคลายบนลูกสูบรอบ ๆ เรียงกันไป การทำงานของแต่ละกระบอกสูบลักษณะเป็นแบบอัดจังหวะเดียว (Single-acting) ในทางตรงกันข้ามถ้าหากส่วนที่ติดตั้งกระบอกสูบทำหน้าที่หมุนโดยมีชิ้นส่วนที่ทำหน้าที่กดกระบอกสูบเข้าไปในเสื้อสูบอยู่กับที่ เราก็เรียกปั๊มประเภทนี้ว่าเป็นแบบ Rotating-block

ปั๊มนิคมอกแบบ (Special)

ปั๊มที่ใช้กันอยู่โดยทั่ว ๆ ไปเพิ่มพลังงานให้แก่ของเหลวโดยอาศัยแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลาง หรือ โดยการแทนที่ของเหลวในห้องสูบด้วยการเคลื่อนที่ของชิ้นส่วนเครื่องสูบ อย่างไรก็ตาม ยังมีปั๊มบางแบบที่ทำงานนอกเหนือกฎเกณฑ์ดังกล่าวข้างต้น ปั๊มที่จะกล่าวถึงในที่นี้ก็มี Jet Pump, Air-Lift Pump และ Hydraulic Ram.

1. Jet Pump โดยแท้จริงแล้วปั๊มแบบที่เรียกว่า Jet Pump นั้นประกอบขึ้นด้วยปั๊มแบบเซนตริฟูกอลทำงานร่วมกับหัวฉีด น้ำจากหัวฉีดซึ่งมีแรงดันสูงจะพุ่งผ่านช่องแคบของท่อซึ่งมีรูปทรงเป็นท่อคอคอด (Venturi) ด้วยความเร็วของลำน้ำที่พุ่งออกจากหัวฉีด ทำให้น้ำส่วนที่อยู่รอบ ๆ ไหลตามสายน้ำผ่านท่อคอคอดเข้าไปด้วย ท่อคอคอดจะต่อตรงไปยังทางดูดของปั๊มแบบเซนตริฟูกอล ปริมาณน้ำที่ส่งออกจากปั๊มนี้ส่วนหนึ่งจะถูกส่งเข้าท่อย้อนกลับไปเข้าหัวฉีดใหม่อีก ส่วนที่เหลือก็จ่ายออกไปใช้งานต่อไป ลักษณะและการทำงานของ Jet Pump แสดงไว้ในรูปที่ 1.19



รูปที่ 1.19 ลักษณะการทำงานและองค์ประกอบของ Jet Pump

เมื่อพิจารณาจากลักษณะการทำงานของปั๊มแบบนี้แล้ว จะเห็นว่าประสิทธิภาพของ Jet Pump จะอยู่ในระดับต่ำ แต่ก็ไม่ได้หมายความว่าปั๊มชนิดนี้ไม่มีประโยชน์เสียเลยทีเดียว เพราะมีบางกรณีที่มีมันสามารถทำงานได้ดีกว่าแบบอื่น โดยเฉพาะอย่างยิ่งใช้สูบน้ำเพื่อการอุปโภคบริโภคในบ้าน ข้อดีสำหรับปั๊มแบบนี้ก็คือ

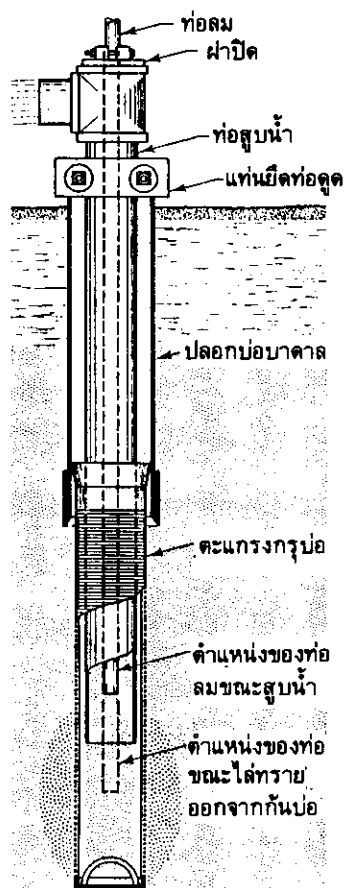
(1) ใช้ได้ดีกับบ่อน้ำขนาดเล็กและลึก ในกรณีที่ระดับน้ำอยู่ลึกจนไม่สามารถตั้งปั๊มที่ปากบ่อได้ และบ่อมีขนาดเล็ก เช่น ขนาด 2 นิ้ว ขนาดดังกล่าวนี้จะเล็กเกินไปสำหรับปั๊มน้ำบาดาล (Vertical

Turbine) ทั่ว ๆ ไป หรือแบบปั๊มจุ่ม (Submersible) แต่สามารถใช้ Jet Pump ได้

- (2) ส่วนประกอบที่ต้องดูแลบำรุงรักษาเป็นประจำอยู่บนผิวน้ำ ทำให้สามารถดูแลรักษาได้ง่าย
- (3) ปั๊มเซนตริฟูกอลที่นำมาใช้เป็นแบบธรรมดาซึ่งมีราคาถูก ดังนั้นค่าลงทุนครั้งแรกและค่าบำรุงรักษาจะไม่สูงนัก
- (4) ตำแหน่งที่ตั้งปั๊มเซนตริฟูกอลไม่จำเป็นต้องอยู่ที่ปากบ่อบาดาลก็ได้

อย่างไรก็ตามปั๊มแบบนี้ไม่เหมาะสำหรับบ่อบาดาลที่มีการเปลี่ยนแปลงระดับน้ำตามฤดูกาลมาก ๆ หรือในกรณีที่น้ำบาดาลมีสารเคมีที่กัดกร่อนโลหะ ซึ่งจะทำให้ขนาดของหัวฉีดขยายกว้างขึ้นหรือทำให้หัวฉีดอุดตันได้

2. **Air-Lift Pump** เป็นปั๊มที่ส่วนใหญ่ใช้ในงานสูบน้ำจากบ่อบาดาล ทำงานโดยการปล่อยลมจากเครื่องอัดลมความดันสูงผ่านท่อลงไปสู่กันบ่อบาดาล ฟองอากาศผสมกับน้ำในบ่อจะทำให้ความถ่วงจำเพาะ

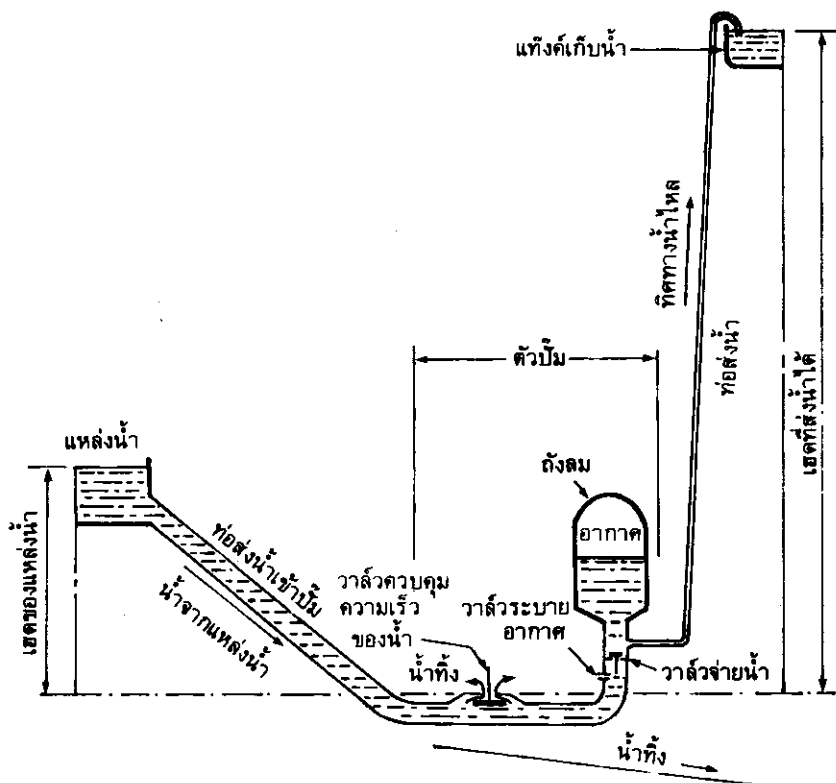


รูปที่ 1.20 ลักษณะและการทำงานของ Air-lift pump

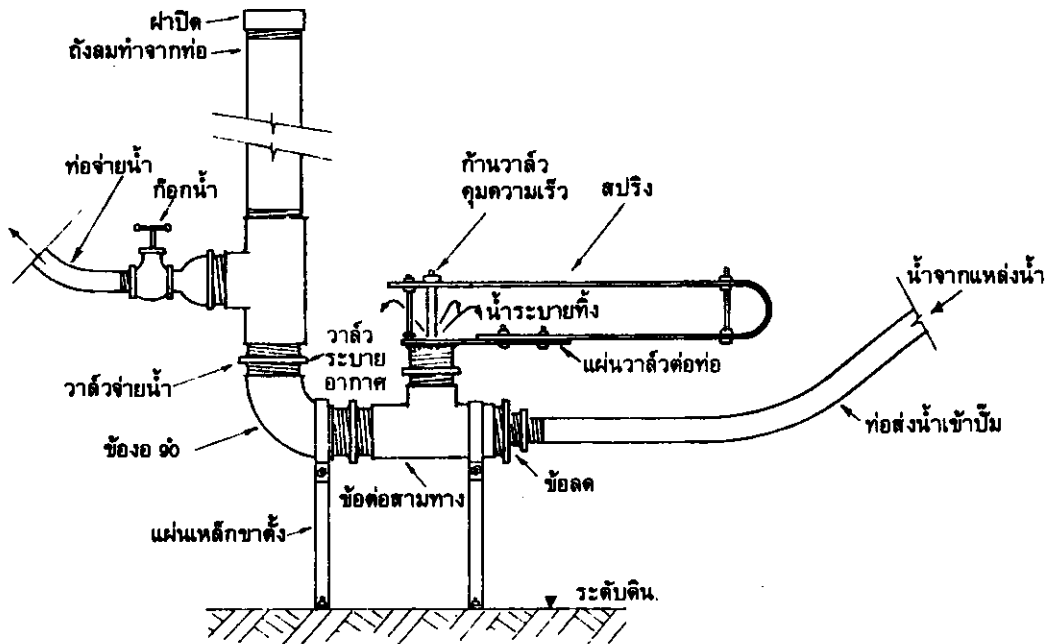
ของน้ำลดลงและจะถูกฟองอากาศดันขึ้นมาสู่ปากบ่อ ดังรูปที่ 1.20 เนื่องจากประสิทธิภาพการทำงานของปั๊มแบบนี้ต่ำมากจึงใช้งานเพื่อวัตถุประสงค์อย่างใดอย่างหนึ่งโดยเฉพาะเท่านั้น เช่นในการพัฒนาบ่อบาดาล เพื่อกำจัดทรายที่ก้นบ่อให้หมดไป เพราะถ้าใช้ปั๊มแบบธรรมดาแล้วทรายเหล่านี้จะทำให้ใบพัดสึกกร่อนและเสียหายอย่างรวดเร็ว เป็นต้น

3. **Hydraulic Ram** หรือตะบันน้ำเป็นปั๊มที่ทำงานโดยอาศัยแรงกระแทกของน้ำในท่อที่ถูกให้หยุดไหลอย่างกะทันหัน (Water Hammer) รูปปร่างลักษณะของ Hydraulic Ram แสดงไว้ในรูปที่ 1.21 a

การทำงานของ Hydraulic Ram เริ่มต้นโดยน้ำไหลจากแหล่งน้ำผ่านท่อส่งและไหลออกจากวาล์วควบคุมความเร็วของน้ำ (Impulse Valve) ถ้าความเร็วของการไหลผ่านวาล์วดังกล่าวสูงพอ ความเร็วและแรงดันน้ำจะทำให้วาล์วปิดทันทีทันใด การปิดนี้จะทำให้น้ำซึ่งกำลังไหลมาตามท่อกระแทกกับผนังท่อในบริเวณนั้น และทำให้ความดันเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว ความดันที่เพิ่มขึ้นนี้ทำให้วาล์วจ่ายน้ำ (Delivery Valve) ที่ถังลม (Air Chamber) เปิดให้น้ำไหลเข้าไปและไหลผ่านท่อส่งไปสู่ถังเก็บน้ำ เมื่อน้ำไหลเข้าไปในถังลมแล้วความดันก็จะลดลงพร้อมกันนั้นแรงกระแทกของน้ำ (Water Hammer) ก็จะสะท้อนกลับ วาล์วจ่ายน้ำปิด และวาล์วควบคุมความเร็ว (Impulse Valve) ตกลงตามเดิม น้ำจะไหลผ่านใหม่อีกครั้งและจะเวียนเป็นวงจรรออยู่อย่างนี้ตลอดไป



รูปที่ 1.21 (a) องค์ประกอบและลักษณะการทำงานของ Hydraulic Ram



รูปที่ 1.21 (b) Hydraulic Ram ที่ประกอบขึ้นโดยใช้อุปกรณ์ท่อที่มีขายในท้องตลาด

ถึงแม้ว่าในขบวนการสูบน้ำของปั๊มแบบนี้ต้องมีการสูญเสียน้ำผ่านวาล์วควบคุมความเร็วเป็นจำนวนมาก แต่ก็มีข้อดีหลายอย่างด้วยกัน คือ

- (1) ใช้พลังงานจากแหล่งน้ำที่มีอยู่แล้ว ไม่ต้องการพลังงานเพิ่มเติมจากแหล่งอื่นอีกและไม่มีค่าใช้จ่ายประจำในการเดินเครื่องเหมือนปั๊มแบบอื่น
- (2) มีชิ้นส่วนที่มีการเคลื่อนที่และมีการสึกหรอได้เพียงสองชิ้น คือวาล์วควบคุมความเร็ว (Impulse Valve) และวาล์วจ่ายน้ำ (Delivery Valve) ทั้งสองชิ้นมีราคาถูกและซ่อมแซมได้ง่าย
- (3) ถ้ามีการปรับจังหวะการปิดเปิดของวาล์วควบคุมความเร็วได้พอเหมาะจะให้ประสิทธิภาพในการทำงานสูงเกือบตลอดช่วงอัตราการใช้
- (4) สามารถประกอบขึ้นได้จากอุปกรณ์ท่อที่มีขายอยู่แล้วในท้องตลาด และไม่ต้องการเครื่องมือเพื่อประกอบมากนัก แบบขยายของปั๊มแบบนี้แสดงไว้ในรูปที่ 1.21 b

สำหรับข้อเสียของปั๊มแบบนี้ นอกเหนือจากการสูญเสียน้ำผ่านวาล์วควบคุมความเร็วเป็นจำนวนมากแล้ว (อัตราส่วนระหว่างปริมาตรที่สูญเสียต่อปริมาตรที่สูบได้จะอยู่ระหว่าง 6:1 ถึง 2:1 ขึ้นอยู่กับเอคของแหล่งน้ำและความสูงของระดับน้ำที่ต้องการส่ง) ในขณะที่ปั๊มกำลังทำงานจะมีเสียงดังอยู่ตลอดเวลา

ระบบหน่วยวัดและ กลศาสตร์ของไหล

ระบบหน่วยวัด

ปัจจุบันนี้นักวิทยาศาสตร์จากประเทศต่าง ๆ ทั่วโลกได้ตกลงยอมรับหน่วยวัดระบบใหม่ซึ่งเรียกว่า **ระบบ SI (Système International d' unités)** การเปลี่ยนแปลงดังกล่าวนี้จะมีผลให้การถ่ายทอดแลกเปลี่ยนเทคโนโลยีต่าง ๆ สะดวกยิ่งขึ้นเพราะเป็นระบบเดียวกันหมดทั่วโลก อย่างไรก็ตาม ความจริงแล้วระบบหน่วยวัดนี้มีรากฐานมาจากระบบเมตริกนั่นเอง แต่เท่าที่ผ่านมาการใช้งานค่อนข้างจะสับสนโดยเฉพาะอย่างยิ่งหน่วยที่ใช้วัดมวล (Mass) กับน้ำหนักหรือแรง (Force) ดังนั้น องค์การมาตรฐานสากล (International Organization of Standardization-ISO) จึงได้กำหนดระบบหน่วยวัดเสียใหม่ดังนี้

ก. หน่วยวัดพื้นฐาน หน่วยวัดพื้นฐานของระบบ SI เฉพาะส่วนที่เกี่ยวข้องกับเนื้อหาของหนังสือนี้มีดังนี้คือ

การวัด	หน่วยวัด	อักษรย่อ
ความยาว	เมตร	ม. m
มวล	กิโลกรัม	กก. kg.
เวลา	วินาที	s, sec
อุณหภูมิ	องศาเซลวิน	°K

ข. หน่วยวัดที่ได้จากการคำนวณ เป็นหน่วยที่มีผลสืบเนื่องมาจากการคำนวณเพิ่มเติมจากหน่วยวัดพื้นฐาน เช่น ความเร็วมีหน่วยเป็น เมตร/วินาที (m/s) ความหนาแน่นมีหน่วยเป็น กิโลกรัมต่อลูกบาศก์เมตร (kg/m^3) ซึ่งคล้ายคลึงกับระบบเมตริกอยู่แล้ว แต่หน่วยวัดที่แตกต่างไปจากเดิมที่ควรจะทราบมีดังนี้คือ

1. แรงหรือน้ำหนัก หน่วยของแรงหรือน้ำหนักได้มาจากผลคูณระหว่างมวลกับความเร่ง หรือ

$$\text{แรง} = \text{มวล (kg)} \times \text{ความเร่ง (m/s}^2\text{)}$$

ดังนั้นหน่วยของแรงหรือน้ำหนักคือ $\text{kg} \cdot \text{m/s}^2$ และเพื่อเป็นเกียรติแก่นักวิทยาศาสตร์คนสำคัญของโลก ISO จึงได้กำหนดให้ $\text{kg} \cdot \text{m/s}^2$ เป็นหน่วยใหม่เรียกว่านิวตัน และใช้อักษรย่อว่า N และกำหนดให้ 1.0 N มีค่าเท่ากับมวล 1 กิโลกรัมเคลื่อนที่ด้วยความเร่งเท่ากับความเร่งเนื่องจากแรงดึงดูดของโลกคือ 9.81 m/s^2 หรือ

$$1.0 \text{ N} = 9.81 \text{ kg} \cdot \text{m/s}^2$$

2. **ความดัน** ได้แก่แรงหรือน้ำหนักต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่ ดังนั้นหน่วยวัดความดันในระบบ SI คือ N/m^2 หรือนิวตันต่อตารางเมตร ซึ่งมีชื่อเรียกใหม่เช่นเดียวกันว่า **ปาสคาล (Pascal)** และใช้ตัวย่อว่า Pa

$$\text{Pa} = \text{N/m}^2$$

3. **น้ำหนักจำเพาะ** คือน้ำหนักต่อหนึ่งหน่วยปริมาตร หน่วยของน้ำหนักจำเพาะในระบบ SI คือ N/m^3 หรือนิวตันต่อลูกบาศก์เมตร

ในกรณีที่ค่าตัวเลขมีขนาดโตหรือเล็กมาก เช่น น้ำหนักของวัตถุก้อนหนึ่งเท่ากับ 12,500 N หรือ $12.5 \times 10^3 \text{ N}$ ก็อาจจะเขียนว่า 12.5 kN โดย k เป็นอักษรย่อที่ใช้เขียนน้ำหนักหน่วย N โดยย่อมาจาก kilo หรือ 10^3 อักษรนำหน้าหน่วยที่ใช้บ่อย ๆ มีดังนี้ คือ

ชื่ออักษรนำ	ตัวอักษรย่อ	ค่าที่ต้องคูณเข้ากับหน่วยวัดนั้น
Mega	M	10^6
Kilo	k	10^3
Milli	m	10^{-3}
Micro	μ	10^{-6}

ค. **หน่วยวัดอื่น** ถึงแม้ว่าระบบ SI จะเป็นระบบที่ยอมรับกันทั่วโลกก็ตาม แต่ปัจจุบันยังคงใช้กันอยู่เฉพาะในวงการวิชาการเท่านั้น นอกจากนั้นระบบเมตริกบางหน่วยก็ยังเป็นที่นิยมใช้กันอยู่ และสามารถดัดแปลงมาเป็นระบบ SI ได้ง่าย เช่น ขนาดท่อบอกเป็นมิลลิเมตร (มม.) อัตราการไหลบอกเป็นลิตรต่อวินาที หรือลูกบาศก์เมตรต่อชั่วโมง ความดันบอกเป็นมิลลิบาร์ เป็นต้น หน่วยต่าง ๆ เหล่านี้จะยังคงใช้อยู่ในหนังสือนี้ สำหรับระบบอังกฤษจะใช้เท่าที่จำเป็นโดยเฉพาะอย่างยิ่งในส่วนที่ต้องเกี่ยวข้องกับชาร์ท (chart) หรือตารางที่มีประโยชน์ต่อการใช้งานซึ่งยังมิได้มีการจัดทำในระบบ SI หรือระบบเมตริกขึ้น การแปลงหน่วยจากระบบหนึ่งไปอีกระบบหนึ่งอาจดูได้จากตารางแปลงหน่วยที่ให้ไว้ท้ายสารบัญของหนังสือนี้

คุณสมบัติของของไหล

คุณสมบัติเบื้องต้นของของไหลที่เข้ามาเกี่ยวข้องกับบีมมีอยู่หลายอย่างด้วยกัน คือ

1) **ความหนาแน่น (Density, ρ)** คืออัตราส่วนของมวลต่อหนึ่งหน่วยปริมาตร เช่น ความหนาแน่นของน้ำเท่ากับ 1 กรัมต่อลูกบาศก์เซนติเมตร ที่ 4°C เป็นต้น

2) **น้ำหนักจำเพาะ (Specific weight, γ)** คืออัตราส่วนระหว่างน้ำหนักต่อหนึ่งหน่วยปริมาตร คำนวณน้ำหนักจำเพาะขึ้นอยู่กับแรงดึงดูดของโลกและความหนาแน่น โดยสมการ

$$\gamma = \rho g \quad \text{..... (2.1)}$$

ในเมื่อ g เป็นความเร่งที่เกิดจากแรงดึงดูดของโลก

น้ำหนักจำเพาะของน้ำมีค่าเท่ากับ 9810 นิวตันต่อลบ.เมตร (N/m^3)

3) **ความถ่วงจำเพาะ หรือ ถ.พ. (Specific gravity)** ก็คืออัตราส่วนระหว่างน้ำหนักจำเพาะ (หรือความหนาแน่น) ของวัตถุต่อน้ำหนักจำเพาะ (หรือความหนาแน่น) ของน้ำที่อุณหภูมิมาตรฐาน โดยปกติใช้ 4°C หรือ 39.2°F ซึ่งความหนาแน่นของน้ำเท่ากับ 1.0

4) **ความข้นหนืด (Viscosity)** เป็นคุณสมบัติของไหลที่เนื่องมาจากการเกาะกันระหว่างโมเลกุลชนิดเดียวกัน (Cohesive) แล้วก่อให้เกิดความต้านทานต่อการไหลขึ้น คุณสมบัติข้อนี้จะมีผลหรือเกิดขึ้นได้ก็ต่อเมื่อมีการไหลเท่านั้น ความข้นหนืดของของไหลจะลดลงเมื่ออุณหภูมิสูงขึ้น

ความข้นหนืดที่ใช้มีอยู่ 2 แบบ คือ Dynamic viscosity (μ) มีหน่วยเป็นกิโกลกรัมต่อเมตร-วินาที (kg/m-s) และ Kinematic viscosity (ν) ซึ่งเท่ากับ Dynamic viscosity หารด้วยความหนาแน่น ($\nu = \mu/\rho$) และมีหน่วยเป็นตารางเมตรต่อวินาที (m^2/s)

5) **ความดันไอ (Vapor pressure)** ความดันไอของของเหลวก็คือความดันที่เกิดจากโมเลกุลในรูปไออิ่มตัว (Saturated vapor) เหนือผิวหน้าของของเหลวที่อุณหภูมิที่กำหนดให้ เมื่อความดันไอของของเหลวเท่ากับความกดดันของบรรยากาศหรือความกดดันที่อยู่รอบ ๆ ของเหลวนั้นก็เดือด เช่น ความดันไอของน้ำบริสุทธิ์ที่อุณหภูมิ 100°C และที่ระดับน้ำทะเลจะเท่ากับความกดดันของบรรยากาศเป็นต้น อาจกล่าวได้อีกอย่างหนึ่งว่า ความดันไอที่อุณหภูมิหนึ่งก็คือความดันสัมบูรณ์ (Absolute pressure) ซึ่งจะทำให้ของเหลวเดือดที่อุณหภูมินั้น ความดันไอจะมีค่าสูงขึ้นเมื่ออุณหภูมิสูงขึ้น

คุณสมบัติของของเหลวข้อนี้มีความสำคัญอย่างมากต่อการทำงานของปั๊มทางด้านดูด (Suction Side) โดยเฉพาะอย่างยิ่งถ้าของเหลวที่ต้องการสูบน้ำมีอุณหภูมิสูงหรือเป็นของเหลวที่ระเหยได้ง่าย ทั้งนี้เพราะถ้าความดันของของเหลวในปั๊มส่วนนี้ลดลงจนถึงความดันไอแล้วจะทำให้ของเหลวเดือดกลายเป็นไอ และจะเป็นผลให้อัตราการสูบของปั๊มลดลงหรือไม่มีของเหลวไหลมาเข้าปั๊มเลย ดังนั้นจึงต้องกำหนดให้ความดันภายในเรือนปั๊ม (Casing) สูงกว่าความดันไอของของเหลวอยู่ตลอดเวลา

คุณสมบัติของน้ำที่เกี่ยวข้องกับการคำนวณปั๊มแสดงไว้ในตารางที่ 2.1 และ 2.2

ตารางที่ 2.1 ความถ่วงจำเพาะ (Sp.gr) และความดันไอน้ำที่อุณหภูมิขนาดต่าง ๆ ค่าความดันไอน้ำมีหน่วยเป็น มิลลิบาร์ (mb) และความสูงของแท่งน้ำที่ 4°C มีหน่วยเป็นเมตร

Temp. °C	Sp.gr.	Vapor Pressure		Temp. °C	Sp.gr.	Vapor Pressure	
		mb	m. H ₂ O			mb	m. H ₂ O
0	.99987	6.1078	0.06	50	.98807	123.40	1.26
1	.9993	6.5662	0.07	51	.98762	129.65	1.32
2	.997	7.0547	0.07	52	.98715	136.17	1.39
3	.999	7.5753	0.08	53	.98669	142.98	1.46
4	1.00000	8.1294	0.08	54	.98621	150.07	1.53
5	.99999	8.7192	0.09	55	.98573	157.46	1.60
6	.997	9.3465	0.09	56	.98523	165.16	1.68
7	.993	10.013	0.10	57	.98473	173.18	1.76
8	.988	10.722	0.11	58	.98424	181.53	1.85
9	.981	11.474	0.12	59	.98374	190.22	1.94
10	.99973	12.272	0.12	60	.98324	199.26	2.03
11	.963	13.119	0.13	61	.98271	208.67	2.13
12	.952	14.017	0.14	62	.98218	218.45	2.23
13	.940	14.969	0.15	63	.98165	228.61	2.33
14	.927	15.977	0.16	64	.98112	239.18	2.44
15	.99913	17.044	0.17	65	.98059	250.16	2.55
16	.897	18.173	0.18	66	.98003	261.56	2.67
17	.880	19.367	0.20	67	.97948	273.40	2.79
18	.862	20.630	0.21	68	.97892	285.70	2.91
19	.843	21.964	0.22	69	.97837	298.45	3.04
20	.99823	23.373	0.24	70	.97781	311.69	3.18
21	.802	24.861	0.25	71	.97723	325.42	3.32
22	.780	26.430	0.27	72	.97664	339.65	3.46
23	.757	28.086	0.29	73	.97606	354.41	3.61
24	.733	29.831	0.30	74	.97547	369.71	3.77
25	.99708	31.671	0.32	75	.97489	385.56	3.93
26	.682	33.608	0.34	76	.97428	401.98	4.10
27	.655	35.649	0.36	77	.97367	418.98	4.27
28	.627	37.796	0.38	78	.97305	436.59	4.45
29	.598	40.055	0.41	79	.97244	454.81	4.64
30	.99568	42.430	0.43	80	.97183	473.67	4.83
31	.537	44.927	0.46	81	.97119	493.17	5.03
32	.506	47.551	0.48	82	.97056	513.35	5.23
33	.473	50.307	0.51	83	.96992	534.22	5.45
34	.440	53.200	0.54	84	.96928	555.80	5.67
35	.99406	56.236	0.57	85	.96865	578.09	5.89
36	.371	59.422	0.60	86	.96799	601.13	6.13
37	.336	62.762	0.64	87	.96732	624.94	6.37
38	.300	66.264	0.67	88	.96666	649.53	6.62
39	.263	69.934	0.71	89	.96600	674.92	6.88
40	.99225	73.777	0.75	90	.96534	701.13	7.15
41	.187	77.802	0.79	91	.96466	728.19	7.42
42	.147	82.015	0.84	92	.96397	756.11	7.71
43	.107	86.423	0.88	93	.96329	784.92	8.00
44	.066	91.034	0.93	94	.96260	814.63	8.31
45	.99025	95.855	0.98	95	.96192	845.28	8.62
46	.98982	100.89	1.03	96	.96121	876.88	8.94
47	.940	106.16	1.08	97	.96050	909.45	9.27
48	.896	111.66	1.14	98	.95980	943.02	9.62
49	.852	117.40	1.20	99	.95909	977.61	9.97
50	.98807	123.40	1.26	100	.95838	1013.25	10.33

ความดันหนึ่งบาร์เทียบเท่ากับ ความสูงของแท่งน้ำได้เท่ากับ 10.197 เมตร

ตารางที่ 2.2 คุณสมบัติของน้ำที่อุณหภูมิต่าง ๆ

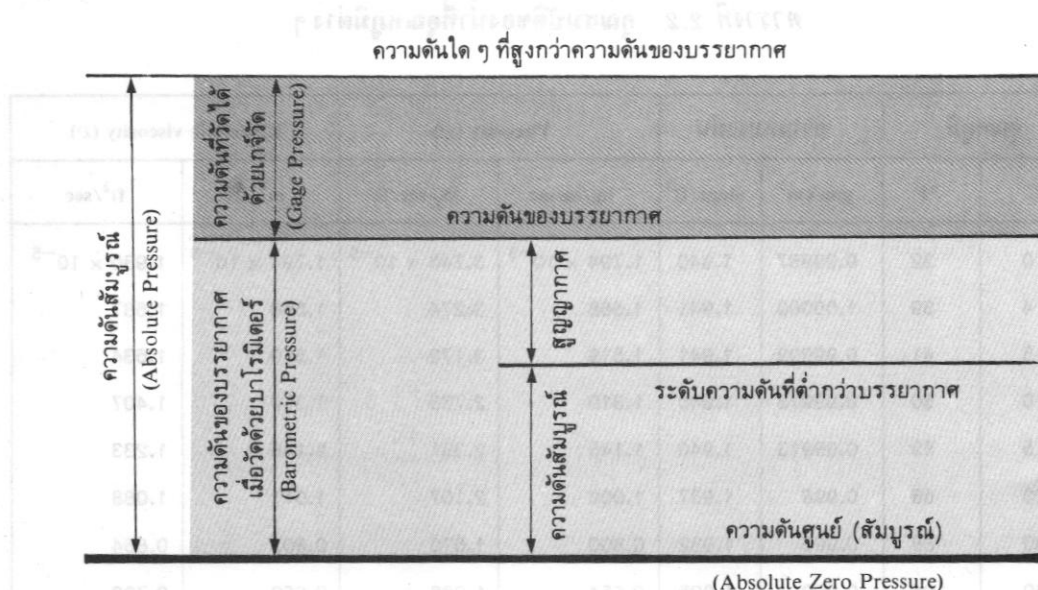
อุณหภูมิ		ความหนาแน่น		Viscosity (μ)		Kinematic viscosity (ν)	
$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{F}$	gm/cm^3	slugs/ft^3	kg/m-sec	$\text{lb}_f\text{-sec/ft}^2$	m^2/sec	ft^2/sec
0	32	0.99987	1.940	1.794×10^{-3}	3.746×10^{-5}	1.794×10^{-6}	1.930×10^{-5}
4	39	1.00000	1.941	1.568	3.274	1.568	1.687
5	41	0.99999	1.941	1.519	3.172	1.519	1.634
10	50	0.99973	1.940	1.310	2.735	1.310	1.407
15	59	0.99913	1.940	1.145	2.391	1.146	1.233
20	68	0.998	1.937	1.009	2.107	1.011	1.088
30	86	0.996	1.932	0.800	1.670	0.803	0.864
40	104	0.992	1.925	0.654	1.366	0.659	0.709
50	122	0.988	1.917	0.549	1.146	0.556	0.598
60	140	0.983	1.907	0.470	0.981	0.478	0.514
70	158	0.978	1.897	0.407	0.850	0.416	0.448
80	176	0.972	1.885	0.357	0.745	0.367	0.395
90	194	0.965	1.872	0.317	0.662	0.328	0.353
100	212	0.958	1.858	0.284×10^{-3}	0.593	0.296×10^{-6}	0.318

ความดันและเฮด

1) ความดันของบรรยากาศ (Atmospheric Pressure) คืออัตราส่วนระหว่างน้ำหนักของบรรยากาศต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่บนผิวโลก แต่เนื่องจากว่าลักษณะการวัดความดันมี 2 แบบ ดังนั้น เพื่อให้มีให้สับสนในการบอกค่าเหล่านี้ขอให้พิจารณาจากรูปที่ 2.1

ตามรูป ความดันของบรรยากาศที่มีค่าศูนย์อย่างแท้จริงหรือไม่มีความดันเลยซึ่งเกิดขึ้นได้โดยการดูดอากาศออกหมดจนเป็นสุญญากาศที่แท้จริงเรียกว่า ความดันศูนย์สัมบูรณ์ (Absolute zero pressure) ค่าความดันใด ๆ ที่วัดจากความดันพื้นฐานนี้เรียกว่า ความดันสัมบูรณ์ (Absolute pressure, P_{abs}) รวมทั้งความกดดันของบรรยากาศซึ่งมีค่าประมาณเท่ากับ 101.325 กิโลนิวตันต่อตารางเมตร (kN/m^2) หรือ 14.7 ปอนด์ต่อตารางนิ้วก็เป็นความดันสัมบูรณ์ด้วย แต่เนื่องจากว่าอุปกรณ์ที่ใช้วัดเรียกว่าบาโรมิเตอร์ (Barometer) ค่าความกดดันของบรรยากาศที่วัดได้จึงเรียกว่า ความดันจากบาโรมิเตอร์ (Barometric pressure, P_b)

อุปกรณ์ที่ใช้วัดความดันโดยทั่ว ๆ ไปเป็นเครื่องมือสำหรับวัดค่าที่แตกต่างไปจากความกดดันของ



รูปที่ 2.1 ความดันของบรรยากาศ

บรรยากาศ ค่าที่วัดได้เรียกว่า ความดันจากเกจ (Gauge Pressure, P_g) ซึ่งอาจมีค่าได้ทั้งบวกและลบ จากรูปจะเห็นว่าเราอาจเปลี่ยนความดันจากเกจให้เป็นความดันสัมบูรณ์ได้โดย

$$\begin{aligned} \text{ความดันสัมบูรณ์} &= \text{ความดันจากบาโรมิเตอร์} + \text{ความดันจากเกจ} \\ P_{abs} &= P_b + P_g \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (2.2)$$

ค่าความกดดันของบรรยากาศ หรือความกดดันจากบาโรมิเตอร์อาจคำนวณได้จากสมการ

$$P_b = 1013 - 0.1055 \text{ EL} \quad \dots\dots\dots (2.3)$$

ในเมื่อ P_b เป็นความกดดันของบรรยากาศมีหน่วยเป็นมิลลิบาร์ หนึ่งมิลลิบาร์เท่ากับ 0.0145 ปอนด์ต่อตารางนิ้ว หรือคิดเป็นความสูงของแท่งน้ำที่ 4°C ได้เท่ากับ 0.010197 เมตร และ EL เป็นระดับความสูงของพื้นผิวที่ต้องการทราบความกดดันเหนือระดับน้ำทะเลปานกลาง มีหน่วยเป็นเมตร

ในการคำนวณเกี่ยวกับการติดตั้งปั๊ม ค่าความกดดันของบรรยากาศที่ใช้มีหน่วยเป็นความสูงของแท่งน้ำหรือเฮดเป็นเมตร ค่าดังกล่าวจะคำนวณได้จากสมการ

$$H_p = 10.33 - 0.00108 \text{ EL} \quad \dots\dots\dots (2.4)$$

โดย H_p เป็นความกดดันของบรรยากาศเทียบให้เป็นความสูงของแท่งน้ำที่ 4°C มีหน่วยเป็นเมตร

2) **เฮดความดัน (Pressure Head, H)** ค่าความดันนอกจากจะบอกเป็นแรงต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่ เช่น นิวตันต่อตารางเมตร (N/m^2) หรือปอนด์ต่อตารางนิ้ว (psi) แล้ว ถ้าเป็นความดันของของเหลวก็มักจะนิยม

บอกเป็นแท่งความสูงของของเหลวที่จะก่อให้เกิดความดันที่กำหนดบนผิวหน้าซึ่งรองรับแท่งของเหลวนั้น ความดันซึ่งบอกเป็นแท่งความสูงของของเหลวนี้เรียกว่า **เฮดความดัน (Pressure Head)**

ความสัมพันธ์ระหว่างความดัน P และเฮดความดัน H คือ

$$H = \frac{P}{\gamma} = \frac{P}{\rho g} \quad \dots\dots\dots (2.5)$$

ในเมื่อ γ คือน้ำหนักจำเพาะและ ρ คือ ความหนาแน่นของของเหลว g คือ ความเร่งเนื่องจากแรงดึงดูดของโลก

3) **เฮดความเร็ว (Velocity Head, H_v)** ของเหลวที่ไหลในท่อหรือทางน้ำเปิดด้วยความเร็วใด ๆ นั้นมีพลังงานจลน์อยู่ พลังงานส่วนนี้เมื่อบอกในรูปของเฮด คือ

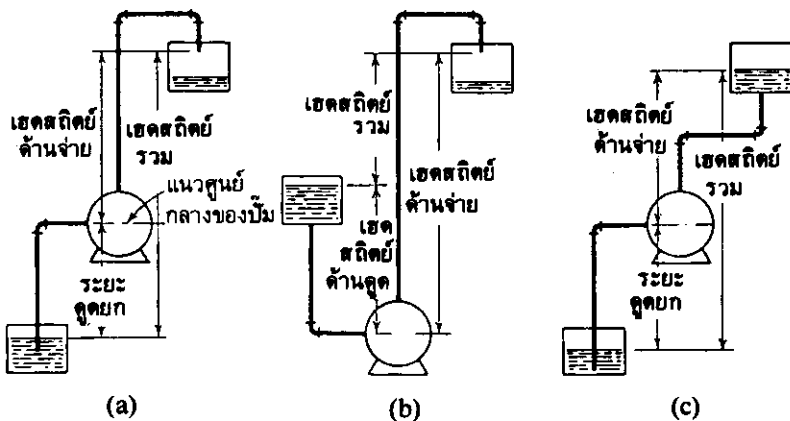
$$H_v = \frac{V^2}{2g} \quad \dots\dots\dots (2.6)$$

ในเมื่อ V เป็นความเร็วของการไหล และ g เป็นความเร่งเนื่องจากแรงดึงดูดของโลก

เฮดความเร็วอาจให้คำจำกัดความได้อีกอย่างหนึ่งว่า เป็นความสูงที่ของเหลวตกลงมาด้วยแรงดึงดูดของโลกจนได้ความเร็วเท่ากับความเร็วในการไหลของของเหลวนั้น

4) **เฮดสถิตย (Static Head)** ในการทำงานของปั๊มโดยทั่ว ๆ ไปของเหลวจะถูกเพิ่มพลังงานเพื่อให้มันไหลจากจุดหนึ่งไปยังอีกจุดหนึ่งซึ่งอยู่สูงกว่าดังรูปที่ 2.2 ความดันซึ่งคิดเป็นแท่งความสูงของของเหลวที่กระทำต่อศูนย์กลางของปั๊มทั้งทางด้านดูดและด้านจ่ายในขณะที่ความเร็วของการไหลผ่านระบบเป็นศูนย์เรียกว่า **เฮดสถิตย (Static Head)**

ตามรูป ระยะทางในแนวตั้งที่บอกเป็นแท่งความสูงของของเหลว หรือเฮด จากศูนย์กลางของปั๊มถึงปลายของท่อจ่ายเรียกว่า **เฮดสถิตยด้านจ่าย (Static Discharge Head)**



รูปที่ 2.2 คำจำกัดความของเฮดสถิตย (Static Head)

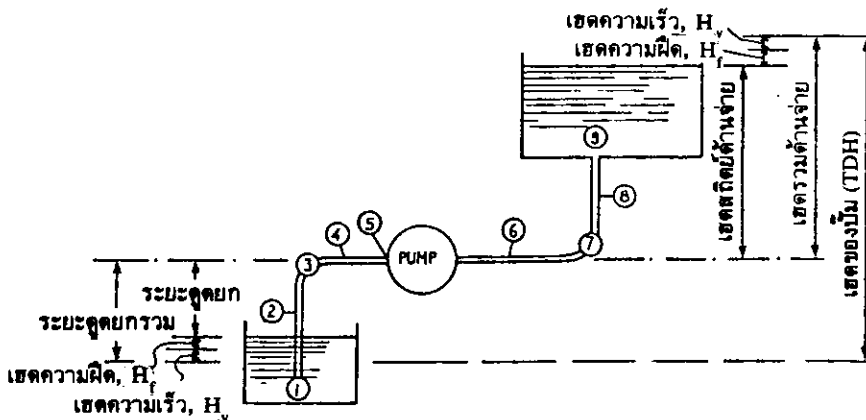
ระยะจากจุดศูนย์กลางของปั๊มถึงระดับผิวของของเหลวที่ปลายของท่อดูดซึ่งอยู่สูงกว่า (รูป b) เรียกว่า **เฮดสถิตย์ด้านดูด (Static Suction Head)** ถ้าผิวของของเหลวอยู่ต่ำกว่า (รูป a และ c) ความดันที่ศูนย์กลางของปั๊มจะมีค่าเป็นลบ ในกรณีนี้จะเรียกว่า **ระยะดูดยก (Static Suction Lift)** แทน

เฮดสถิตย์รวม (Total Static Head) ก็คือผลต่างทางพีชคณิตของเฮดสถิตย์ด้านจ่าย (Static Discharge Head) กับเฮดสถิตย์ด้านดูด (Static Suction Head) ค่าดังกล่าวนี้เป็นเฮดต่ำสุดที่ปั๊มจะต้องเพิ่มให้แก่ของเหลวก่อนที่จะมีการไหลเกิดขึ้น

5) **เฮดความฝืด (Friction Head, H_f)** ในขณะที่ของเหลวไหลผ่านระบบท่อทั้งทางด้านดูดและด้านจ่ายพลังงานหรือเฮดในการไหลส่วนหนึ่งจะสูญเสียไปเนื่องจากความฝืดระหว่างของเหลวกับผนังของท่อและส่วนประกอบต่าง ๆ ซึ่งรวมเรียกว่า **เฮดความฝืด (Friction Head)**

ในระบบสูบน้ำทั่ว ๆ ไป การเสียเฮดเนื่องมาจากความฝืดอาจเกิดขึ้นได้หลายจุด ดังรูปที่ 2.3

การเสียเฮดทั้งหมดนี้ขึ้นอยู่กับอัตราการไหลผ่านระบบท่อซึ่งจะมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่ออัตราการไหลเพิ่มขึ้น ดังนั้นในขณะที่ปั๊มกำลังทำงาน ระยะดูดยกรวมที่เกิดขึ้นจริงจะเท่ากับระยะดูดยก (Static Suction Lift) รวมกับเฮดความฝืดทางด้านดูดทั้งหมดตั้งแต่จุดที่ 1 ถึง 5 ในกรณีที่ของเหลวทางด้านดูดอยู่สูงกว่าศูนย์กลางของปั๊ม เฮดด้านดูดรวม (Total Suction Head) ที่เกิดขึ้นจริงจะเท่ากับเฮดสถิตย์ด้านดูด (Static Suction Head)



- จุดที่ 1 เป็นการเสียเฮดความเร็วเนื่องจากการไหลเข้าท่อ (Entrance loss) ซึ่งขึ้นอยู่กับรูปทรงและอุปกรณ์ที่ปลายท่อดูด
- จุดที่ 2 เป็นการเสียเฮดเนื่องจากความฝืดระหว่างของเหลวกับผนังของท่อ
- จุดที่ 3 เป็นการเสียเฮดเนื่องจากการเปลี่ยนทิศทางการไหล
- จุดที่ 4 เป็นการเสียเฮดในเส้นท่อเหมือนจุดที่ 2
- จุดที่ 5 เป็นการเสียเฮดที่อุปกรณ์ทางด้านดูดของปั๊ม

รูปที่ 2.3 ตำแหน่งที่เกิดการสูญเสียพลังงานหรือเฮดในระบบท่อและอุปกรณ์

ลบด้วยเฮดความฝืดทั้งหมดทางด้านดูด

สำหรับทางด้านจ่ายก็เช่นเดียวกัน คืออาจจะรวมการเสียดที่จุดที่ 6 ถึง 9 เข้าด้วยกันเป็นเฮดความฝืด และเฮดรวมด้านจ่าย (Total Discharge Head) ที่เกิดขึ้นจริงในขณะที่ปั๊มทำงาน จะเท่ากับเฮดสถิตย์ด้านจ่ายรวมกับเฮดความฝืดทั้งหมดทางด้านจ่าย

6) **เฮดรวมของปั๊ม (Total Dynamic Head) หรือ Total Discharge Head (TDH)** ก็คือ พลังงานทั้งหมดที่บอกในรูปของเฮดที่ปั๊มจะต้องเพิ่มให้แก่ของเหลวเพื่อให้ของเหลวไหลผ่านระบบท่อด้วยอัตราที่กำหนด หรือ

$$\text{เฮดรวมของปั๊ม (TDH)} = \text{เฮดสถิตย์รวม (Total Static Head)} + \text{เฮดความฝืดรวม (Friction Head)} \quad \dots\dots\dots (2.7)$$

จะเห็นได้ว่า ในส่วนของเฮดสถิตย์นั้นมีค่าคงที่ โดยขึ้นอยู่กับลักษณะการติดตั้งของระบบ แต่เฮดความฝืดจะผันแปรไปตามอัตราการไหลผ่าน

กำลังงานที่ต้องการและประสิทธิภาพของปั๊ม

กำลังงานหมายถึงอัตราการทำงานในหนึ่งหน่วยเวลา หน่วยของกำลังงานที่นิยมใช้กันทั่ว ๆ ไป คือแรงม้า หนึ่งแรงม้ามีค่าเท่ากับ 745.7 วัตต์ (745.7 N-m/s) หรือ 550 ฟุต-ปอนด์ต่อวินาที

กำลังงานที่ใช้ในการคำนวณเกี่ยวกับปั๊มมีอยู่สองอย่างด้วยกัน คือ

1) **แรงม้าทางทฤษฎี (Theoretical Horsepower) หรือบางครั้งเรียกว่า Water Horsepower, Whp** เป็นจำนวนแรงม้าที่ปั๊มจะต้องเพิ่มให้แก่ของเหลว เพื่อให้ของเหลวไหลผ่านระบบด้วยอัตราที่กำหนด ค่า Whp คำนวณได้จากสูตร

$$\text{Whp} = \frac{P \cdot Q \cdot \text{TDH}}{550} \quad \dots\dots\dots (2.8)$$

ในเมื่อ Whp = แรงม้าทางทฤษฎี (Water Horsepower)
 P = น้ำหนักจำเพาะ (Specific weight) ของของเหลว เป็นปอนด์ต่อ ลบ.ฟุต
 Q = อัตราการสูบของปั๊ม เป็น ลบ.ฟุต ต่อวินาที
 TDH = เฮดรวมของปั๊ม (Total Dynamic Head) เป็นฟุต

ในกรณีที่ของเหลวเป็นน้ำและอัตราการสูบน้ำหน่วยเป็นอเมริกันแกลลอนต่อนาที (gpm) และ TDH มีหน่วยเป็นฟุต แรงม้าทางทฤษฎีจะคำนวณได้โดยสูตร

$$\text{Whp} = \frac{\text{gpm} \cdot \text{TDH}}{3960} \quad \dots\dots\dots (2.9)$$

สำหรับระบบเมตริกซึ่งอัตราสูบน้ำมีหน่วยเป็น ลบ.เมตร ต่อชั่วโมง และ TDH มีหน่วยเป็นเมตร

$$\text{Whp} = \frac{Q \cdot \text{TDH}}{273} \quad \text{.....(2.10)}$$

2) **แรงม้าของคันกำลัง (Brake Horsepower, Bhp.)** เป็นกำลังงานที่มอเตอร์ หรือเครื่องยนต์ ดันกำลังขับเคลื่อนปั๊มหรือให้แก่ปั๊ม กล่าวอีกนัยหนึ่งเป็นกำลังงานที่ใช้ขับเคลื่อนปั๊มเพื่อให้ปั๊มเพิ่มกำลังงานให้แก่ของเหลวเท่ากับ Whp. ดังนั้น

$$\text{Bhp} = \frac{\text{Whp}}{\text{ประสิทธิภาพของปั๊ม}} \quad \text{..... (2.11)}$$

ในกรณีที่คันกำลังเป็นมอเตอร์ พลังงานไฟฟ้าที่มอเตอร์ต้องการเป็นกิโลวัตต์ (kW) คำนวณได้จาก

$$\text{kW} = \frac{0.746 \text{ Bhp}}{\text{ประสิทธิภาพของมอเตอร์}} \quad \text{..... (2.12)}$$

$$\text{ประสิทธิภาพรวม} = \text{ประสิทธิภาพของปั๊ม} \times \text{ประสิทธิภาพของมอเตอร์} \quad \text{..... (2.13)}$$

ตัวอย่างที่ 2.1

ต้องการสูบน้ำไปใช้ในการชลประทานด้วยอัตรา 120 ลิตร/วินาที โดยมี TDH 4.50 เมตร ถ้าที่ อัตราการสูบน้ำและ TDH ดังกล่าว ปั๊มมีประสิทธิภาพ 75 เปอร์เซ็นต์ มอเตอร์มีประสิทธิภาพ 85 เปอร์เซ็นต์ จงหา (1) Whp (2) Bhp ของมอเตอร์ที่ใช้ขับเคลื่อนปั๊ม (3) พลังงานไฟฟ้าที่ต้องการ และ (4) ประสิทธิภาพรวมของเครื่องสูบน้ำ

วิธีทำ

$$\begin{aligned} Q &= 120 \text{ ลิตร/วินาที} \\ &= \frac{120 \times 3600}{1000} = 432 \text{ ลบ.เมตร/ชม.} \\ (1) \quad \text{Whp} &= \frac{Q \cdot \text{TDH}}{273} \\ &= \frac{432 \times 4.50}{273} = 7.12 \text{ แรงม้า} \\ (2) \quad \text{Bhp} &= \frac{\text{Whp}}{\text{ประสิทธิภาพของปั๊ม}} \end{aligned}$$

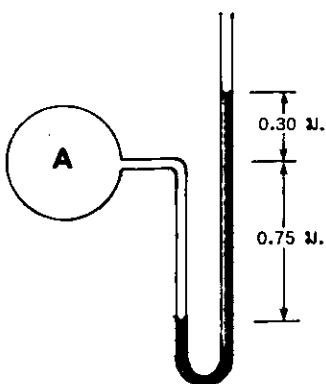
$$\text{Bhp} = \frac{7.12}{0.75} = 9.49 \text{ แรงม้า}$$

$$\begin{aligned} (3) \quad \text{kW ที่ต้องการ} &= \frac{0.746 \text{ Bhp}}{\text{ประสิทธิภาพของมอเตอร์}} \\ &= \frac{0.746 \times 9.49}{0.85} = 8.33 \text{ kW} \end{aligned}$$

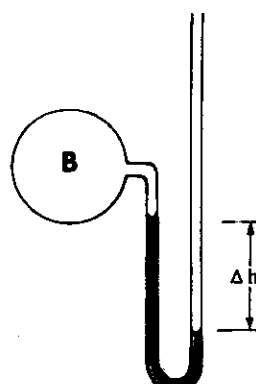
$$\begin{aligned} (4) \quad \text{ประสิทธิภาพรวม} &= \text{ประสิทธิภาพของปั๊ม} \times \text{ประสิทธิภาพของมอเตอร์} \\ &= 0.75 \times 0.85 \\ &= 0.64 \text{ หรือ } 64 \text{ เปอร์เซ็นต์} \end{aligned}$$

แบบฝึกหัด

- จงหาความสูงของแท่งน้ำ (Pressure head) ที่เทียบเท่ากับความดัน 420 kN/m^2 ถ้าอุณหภูมิของน้ำเท่ากับ ก) 4°C ข) 20°C และ ค) 35°C
- จงหาความดันในท่อส่งน้ำ A ซึ่งวัดด้วยมาโนมิเตอร์ปรอทดังแสดงในรูป สมมุติว่ามีอุณหภูมิ 20°C และความกดดันของบรรยากาศเท่ากับ 101.325 kN/m^2 นอกความดันที่วัดได้ทั้งความดันสถิตและความดันเกจ สมมุติว่า ถ.พ. ของปรอทเท่ากับ 13.57



รูปข้อ 2

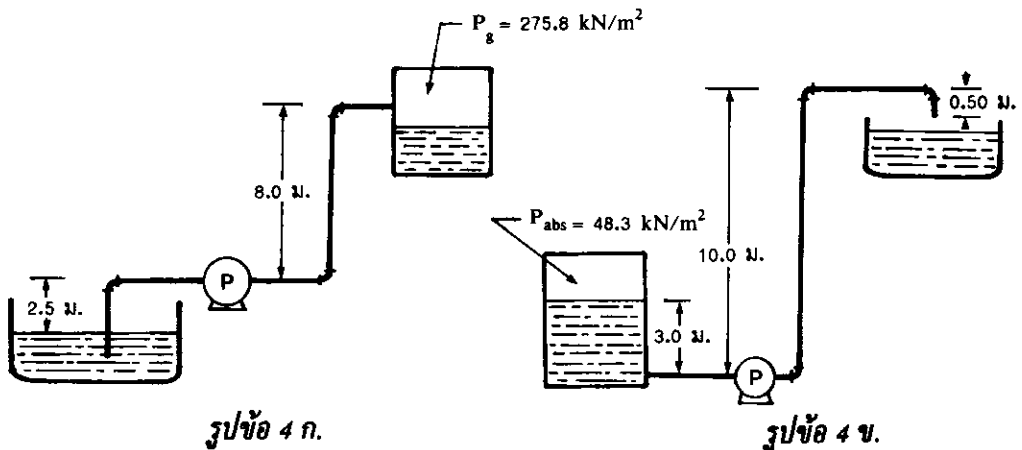


รูปข้อ 3

3. ถังแก๊สดังแสดงในรูปตั้งอยู่ที่ระดับ 1,500 เมตรเหนือระดับน้ำทะเลปานกลาง จงคำนวณความดันภายในถัง เป็นความดันสัมบูรณ์และความดันเกจ ถ้า Δh เท่ากับ

ก) 125 มม.ปรอท

ข) 3 เมตรน้ำที่ 4°C



4. จงหาเฮดสถิตย์ด้านดูด (Static Suction Head) เฮดสถิตย์ด้านจ่าย (Static Discharge Head) และเฮดสถิตย์รวม (Total Static Head) ของรูป 4 ก. และ 4 ข.
5. ถ้าเฮดความเสียดรวม (Total Friction Head Loss) ในรูป 4 ก. เท่ากับ 3.5 เมตร เมื่อสูบน้ำด้วยอัตรา 250 ลิตร/วินาที และ 7 เมตร สำหรับรูป 4 ข. เมื่อสูบน้ำด้วยอัตรา 400 ลิตร/วินาที จงหา TDH, Whp, Bhp และพลังงานที่ต้องการ (kW) ถ้าประสิทธิภาพของปั๊มเท่ากับ 70 เปอร์เซ็นต์และประสิทธิภาพของมอเตอร์เท่ากับ 80 เปอร์เซ็นต์

การไหลในท่อปิด

นิยามของการไหล

ในงานที่มีการใช้ปั๊มขนส่งของเหลวจากจุดหนึ่งไปยังอีกจุดหนึ่ง ท่อเป็นอุปกรณ์ที่ใช้กันมากที่สุด จนอาจจะกล่าวได้ว่า ท่อเป็นส่วนหนึ่งของปั๊ม การไหลของของเหลวในท่อเมื่อใช้ร่วมกับปั๊มนี้นั้นส่วนมากจะเป็น การไหลเต็มท่อซึ่งมีกฎเกณฑ์ในการคำนวณแตกต่างไปจากการไหลในทางน้ำเปิด ลักษณะการไหลในท่อ อาจจะจำแนกออกได้โดยพิจารณาจากการเปลี่ยนแปลงความเร็วของการไหลเมื่อเทียบกับเวลา สถานที่ และ แรงเฉื่อย (Forces of inertia) ซึ่งขึ้นอยู่กับความหนาแน่นของของเหลวเมื่อเทียบกับแรงหนืด (Forces of viscosity)

เมื่อความเร็วของการไหลที่จุดใดจุดหนึ่งไม่เปลี่ยนแปลงไปตามเวลา การไหลนั้นเรียกว่า Steady Flow ถ้าเปลี่ยนแปลงไปตามเวลาก็เรียกว่า Unsteady Flow

ถ้าความเร็วของการไหลในขณะใดขณะหนึ่งไม่เปลี่ยนทั้งขนาดและทิศทางตลอดระยะทางตาม เส้นสายน้ำ(Streamline) การไหลนั้นเรียกว่าเป็น Uniform Flow ถ้ามีการเปลี่ยนแปลงก็เป็น Nonuniform Flow

สำหรับการเปรียบเทียบแรงเฉื่อยกับแรงหนืดนั้นก็เพื่อจะดูว่ามวลของของเหลวที่ไหลอยู่ในท่อนั้น มีการไหลวนและกระแทกกระทั้นกันมากน้อยอย่างไร ถ้าหากแรงหนืดมีค่าสูงเมื่อเทียบกับแรงเฉื่อย การไหลของของเหลวก็จะมีลักษณะคล้ายเป็นแผ่นขนานกันไป การไหลในลักษณะดังกล่าวก็เรียกว่าเป็น Lamina Flow แต่ถ้าหากแรงหนืดมีค่าน้อยเมื่อเทียบกับแรงเฉื่อย การไหลก็จะปั่นป่วน มวลของของเหลวจะมีการไหลวน การไหลในลักษณะนี้เรียกว่า Turbulent Flow

การที่จะบอกว่าการไหลในท่อใด ๆ เป็น Lamina หรือ Turbulent ก็ให้พิจารณาจาก Reynolds Number, R_e คือ

$$R_e = \frac{\rho V D}{\mu} = \frac{V D}{\nu} \dots\dots\dots (3.1)$$

- ในเมื่อ ρ = ความหนาแน่นของของเหลว
 V = ความเร็วของการไหล
 D = ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของท่อ
 μ = Dynamic viscosity ของของเหลว
 ν = Kinematic viscosity ของของเหลว

ในทางปฏิบัติเราถือว่า ถ้า R_e มีค่าไม่เกิน 2,000 การไหลเป็นแบบ Lamina ถ้ามากกว่านี้ เป็น Turbulent

การบอกลักษณะการไหลของของเหลวในท่อที่สมบูรณ์จะต้องบอกครบทั้งสามมิติ เช่น การไหลเป็นแบบ Steady, uniform และ Lamina หรือ Unsteady, uniform และ Turbulent เป็นต้น การหาการสูญเสียพลังงานในการไหลโดยทั่ว ๆ ไปแล้วเราถือว่าการไหลเป็นแบบ Steady และ Uniform แต่จะเป็น Lamina หรือ Turbulent จะต้องดูจาก R_e

การเสียเฮดความฝืด

เป็นที่ยอมรับกันแล้วว่าการเสียเฮดหรือพลังงานเนื่องจากความฝืด (Friction head loss) ในเส้นท่อตรง ไม่ว่าการไหลนั้นจะเป็นแบบ Lamina หรือ Turbulent คำนวณได้จากสูตรของ Darcy-Weisbach คือ

$$h_f = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2g} \quad \dots\dots\dots (3.2)$$

- โดย h_f = การเสียเฮดเนื่องจากความฝืด บอกเป็นความสูงของของเหลว
 f = สัมประสิทธิ์ของความฝืด
 L = ความยาวของท่อ
 D = ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางภายในของท่อ
 V = ความเร็วของการไหลในท่อ
 g = ความเร่งเนื่องจากแรงดึงดูดของโลก

ค่าสัมประสิทธิ์ของความฝืด f ขึ้นอยู่กับทั้งคุณสมบัติของท่อและลักษณะการไหลว่าเป็นแบบ Lamina หรือ Turbulent ในกรณีที่มีการไหลเป็นแบบ Lamina ค่าสัมประสิทธิ์ดังกล่าวอาจจะหาได้จากสูตร

$$f = \frac{64}{R_e} \quad (\text{Lamina flow, } R_e \leq 2,000) \quad \dots\dots\dots (3.3)$$

ขอให้สังเกตว่าในกรณีที่มีการไหลเป็นแบบ Lamina การเสียเฮดจะขึ้นอยู่กับ Reynolds Number เพียงอย่างเดียว ไม่ขึ้นอยู่กับความขรุขระ (Roughness) ของผนังท่อ

เมื่อ Reynolds Number มีค่ามากกว่าประมาณ 3,000 การไหลจะเป็นแบบ Turbulent เสมอ ไม่ว่าผนังท่อจะเรียบสม่ำเสมอเท่าใดก็ตาม ในกรณีนี้สัมประสิทธิ์ของความฝืดจะขึ้นอยู่กับทั้ง R_e และอัตราส่วนระหว่างความขรุขระของผนังท่อต่อความยาวของเส้นผ่าศูนย์กลางภายใน (ϵ/D)

จากการทดลองให้น้ำไหลผ่านท่อพบว่า ถึงแม้ว่าการไหลจะเป็นแบบ Turbulent ก็ตาม แต่จะมีชั้นบาง ๆ ติดกับผนังท่อที่การไหลเป็นแบบ Lamina ความหนาของชั้นนี้จะลดลงเมื่อ Reynolds Number เพิ่มขึ้น ถ้าหากว่าความสูงของความขรุขระที่ยื่นออกมาจากผนังท่อน้อยกว่าชั้นความหนาที่การไหลเป็นแบบ Lamina อัตราส่วน ϵ/D ก็จะไม่ส่งผลต่อค่าสัมประสิทธิ์ของความฝืด f และถือว่าท่อนั้นเป็นท่อเรียบทางชลศาสตร์ (Hydraulically Smooth Pipe)

ในทางตรงกันข้าม ถ้าความสูงของความขรุขระที่ผนังท่อกว่กว่าชั้นที่การไหลเป็นแบบ Lamina ส่วนที่สูงกว่าก็จะก่อให้เกิดความปั่นป่วนในการไหลมากขึ้น และจะมีผลให้ค่าสัมประสิทธิ์ของความฝืดเพิ่มขึ้นโดยตรง และถ้าผนังท่อขรุขระมากค่าสัมประสิทธิ์ของความฝืดก็จะขึ้นอยู่กับอัตราส่วน ϵ/D เพียงอย่างเดียว ไม่ขึ้นกับ R_e

ค่าสัมประสิทธิ์ของความฝืด f ของทั้งสองกรณีนี้คำนวณได้จากสูตร

ก. เมื่อผนังท่อเรียบ (Hydraulically Smooth)

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \log \left(\frac{R_e \sqrt{f}}{2.51} \right) \quad \dots\dots\dots (3.4)$$

ข. เมื่อผนังท่อขรุขระมากจนทำให้การไหลเป็น Turbulent อย่างแท้จริง

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 2 \log \left(3.7 \frac{D}{\epsilon} \right) \quad \dots\dots\dots (3.5)$$

ค. ในกรณีที่การไหลเป็นแบบ Turbulent แต่ความขรุขระของผนังท่ออยู่ระหว่างสองกรณีที่กล่าวข้างต้น ค่าสัมประสิทธิ์ของความฝืด f จะขึ้นอยู่กับทั้ง R_e และอัตราส่วน ϵ/D คือ

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = - 2 \log \left(\frac{\epsilon}{3.1 D} + \frac{2.51}{R_e \sqrt{f}} \right) \quad \dots\dots\dots (3.6)$$

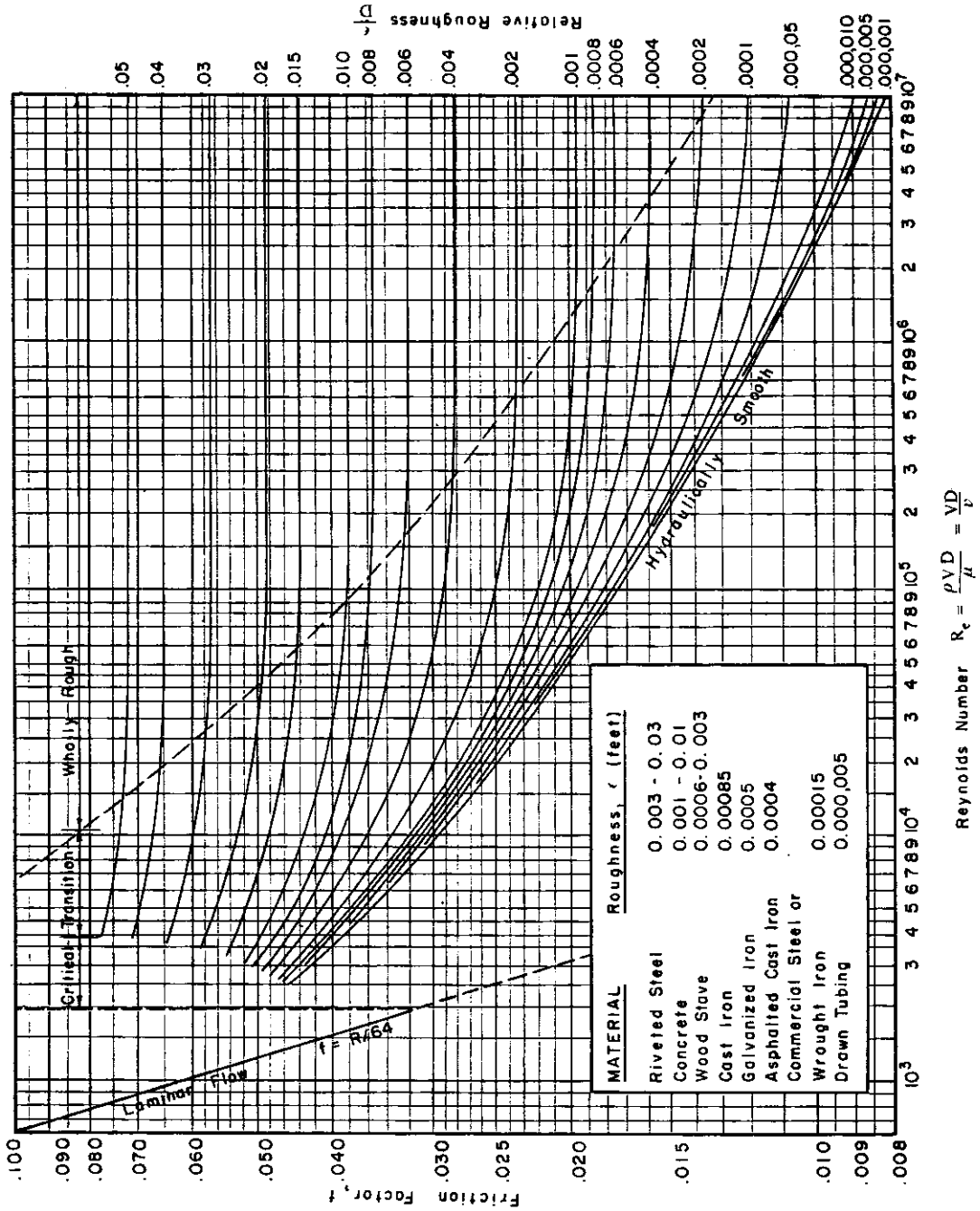
จะเห็นได้ว่า ในกรณีที่การไหลเป็นแบบ Turbulent จะต้องมีการสมการสำหรับคำนวณค่าสัมประสิทธิ์ของความฝืดถึงสามสมการ คือ ในกรณีที่ผนังท่อเรียบ ผนังท่อขรุขระมาก และเมื่อผนังท่ออยู่ระหว่างสองกรณีข้างต้น นอกจากนั้นสมการที่ใช้คำนวณ เช่น สมการ (3.4) และ (3.6) ก็ค่อนข้างยุ่งยาก ในทางปฏิบัติแล้วนิยมอ่านค่าจาก Moody Diagram ซึ่งแสดงค่าสัมประสิทธิ์ของความฝืดของทุกกรณีที่กล่าวมาแล้วข้างต้น โค้ดแแกรมที่กล่าวนี้แสดงไว้ในรูปที่ 3.1

ค่าความขรุขระของผนังท่อใหม่ซึ่งจำเป็นต้องใช้ร่วมกับ Moody Diagram ให้ไว้ในตารางที่ 3.1

เมื่อท่อมีอายุใช้งานมากขึ้น ผนังท่ออาจจะสกปรกหรือมีสนิมทำให้ความขรุขระสูงขึ้น สำหรับท่อน้ำที่ทำด้วยเหล็ก ความขรุขระเมื่อมีอายุใช้งานเพิ่มขึ้นอาจประมาณได้จาก

$$\epsilon = \epsilon_0 + \alpha t \quad \dots\dots\dots (3.7)$$

ในเมื่อ ϵ เป็นความขรุขระเมื่อท่อมีอายุใช้งาน t ปี



รูปที่ 3.1 Moody Diagram สำหรับหาค่าสัมประสิทธิ์ของความฝืด

ตาราง 3.1 ความขรุขระเฉลี่ยของผนังท่อใหม่

ชนิดของท่อ	ϵ เป็น ฟุต	ϵ เป็น มม.
ท่อแก้ว ท่อรีดจากทองเหลือง ทองแดง และตะกั่ว	เรียบ	เรียบ
ท่อเหล็กเหนียว	1.5×10^{-4}	0.045
ท่อเหล็กหล่ออาบยางมะตอย	4.0×10^{-4}	0.120
ท่อเหล็กชุบสังกะสี	5.0×10^{-4}	0.150
ท่อเหล็กหล่อธรรมดา	8.5×10^{-4}	0.260
ท่อไม้	2.0×10^{-3}	0.610
ท่อคอนกรีต	4.0×10^{-3}	1.220
ท่อเหล็กม้วนต่อด้วยหมุดย้ำ	6.0×10^{-3}	1.830
ท่อโลหะถูกพุง	0.10 - 0.20	30.0 - 60.0
อุโมงค์ขนาดใหญ่ คัดด้วยคอนกรีต หรือเหล็ก	0.002 - 0.004	0.60 - 1.20
อุโมงค์ที่เจาะด้วยการระเบิดหิน	1.0 - 2.0	300 - 600

ϵ_0 เป็นความขรุขระเมื่อเริ่มใช้งาน

α เป็นสัมประสิทธิ์ที่ได้จากการทดลองซึ่งมีค่าอยู่ระหว่าง 0.0002 ถึง 0.007

การเสียheadในท่อไม่กลม

Moody Diagram ในรูปที่ 3.1 สามารถใช้ได้กับท่อที่ไม่กลม เช่น สี่เหลี่ยม ห้าเหลี่ยม หรือวงรี ที่ไม่ต่างจากวงกลมมากนัก โดยการเปลี่ยนเส้นผ่านศูนย์กลางท่อ D ให้มาอยู่ในรูป Hydraulic Radius, R แทน

$$\text{โดย } R = \frac{\text{พื้นที่หน้าตัดของท่อ}}{\text{ความยาวของเส้นรอบวง}} = \frac{(\pi D^2/4)}{(\pi D)} = \frac{D}{4}$$

หรือ $D = 4R$ ซึ่งเมื่อแทนค่า D ลงในสมการ 3.1 และ 3.2 จะได้

$$R_e = \frac{4 \rho R V}{\mu} \quad (3.8)$$

$$\text{และ } h_f = f \cdot \frac{L}{4R} \cdot \frac{V^2}{2g} \quad (3.9)$$

ในการนี้ถ้าการไหลเป็นแบบ Turbulent การใช้สมการข้างบนจะให้ค่าถูกต้องดีพอสมควร แต่ถ้าการไหลเป็นแบบ Lamina ความถูกต้องจะลดลงเมื่อรูปหน้าตัดของท่อต่างจากวงกลมมากขึ้น

ตัวอย่างที่ 3.1

จงหาการเสียเฮดจากการไหลของน้ำ 120 ลิตร/วินาที ผ่านท่อเหล็กหล่อซึ่งมีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 300 มม. ยาว 300 เมตร สมมติว่าอุณหภูมิของน้ำเท่ากับ 20°C

วิธีทำ

$$\text{พื้นที่หน้าตัดของท่อ} \quad A = \frac{\pi}{4} \left(\frac{300}{1000} \right)^2 = 0.071 \text{ ตร.เมตร}$$

$$\text{ความเร็วของการไหล} \quad V = \frac{120}{1000 \times 0.071} = 1.69 \text{ ม./วินาที}$$

$$\text{Reynolds number,} \quad R_e = \frac{VD}{\nu}$$

$$\text{จากตารางที่ 2.1} \quad \nu = 1.011 \times 10^{-6} \text{ ม}^2/\text{วินาที}$$

$$R_e = \frac{1.69 \times 0.3}{1.011 \times 10^{-6}} = 5.014 \times 10^5$$

เนื่องจาก R_e มากกว่า 2,000 ดังนั้นการไหลจะเป็นแบบ Turbulent

$$\text{จากตารางที่ 3.1} \quad \epsilon = 0.260 \text{ มม.}$$

$$\epsilon/D = 0.260/300 = 0.000866$$

$$\text{จาก Moody Diagram สำหรับ} \quad \epsilon/D = 0.000866 \text{ และ } R_e = 5.014 \times 10^5$$

$$\text{จะได้} \quad f = 0.0196$$

$$h_f = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2g} = 0.0196 \times \frac{300}{0.3} \times \frac{(1.69)^2}{2 \times 9.81} = 2.85 \text{ เมตร}$$

$$\text{ดังนั้นการเสียเฮดเนื่องจากความฝืด} = 2.85 \text{ เมตร}$$

ตัวอย่างที่ 3.2

จงหาขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของท่อเหล็กหล่อซึ่งจะใช้ส่งน้ำ 10 ลบ.ฟุต/วินาที โดยยอมให้มีการเสียเฮดได้ไม่เกิน 20 ฟุตต่อ 1000 ฟุต สมมติว่าน้ำมีอุณหภูมิ 50°F

วิธีทำ

$$\text{จากสูตร} \quad h_f = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2g} = f \cdot \frac{L}{D} \left(\frac{Q}{A} \right)^2 \cdot \frac{1}{2g}$$

$$\text{แทนค่า} \quad A = \frac{\pi D^2}{4} \text{ แล้วคูณไขว้ จะได้}$$

$$D^5 = \frac{8 f L Q^2}{\pi^2 g \cdot h_f}$$

สมมุติ $f = 0.02$ แล้วแทนค่าในสูตรข้างบน จะได้

$$D^5 = \frac{8 \times 0.02 \times 1000 \times 100}{\pi^2 \times 32.2 \times 20} = 2.52$$

$$D = 1.20 \text{ ฟุต}$$

$$A = \frac{\pi}{4} (1.20)^2 = 1.13 \text{ ตร.ฟุต}$$

$$V = \frac{10}{1.13} = 8.85 \text{ ฟุต/วินาที}$$

$$R_e = \frac{VD}{\nu} = \frac{8.85 \times 1.20}{1.41 \times 10^{-5}} = 7.53 \times 10^5$$

$$\epsilon/D = \frac{0.00085}{1.20} = 0.00071$$

จาก Moody Diagram :

$$f = 0.0186 \text{ ไม่ตรงกับค่าที่สมมุติไว้}$$

คำนวณใหม่โดยใช้

$$f = 0.0186$$

$$D^5 = \frac{8 \times 0.0186 \times 1000 \times 100}{\pi^2 \times 32.2 \times 20} = 2.34$$

$$D = 1.185 \text{ ฟุต}$$

$$A = 1.103 \text{ ตร.ฟุต}$$

$$V = 9.07 \text{ ฟุต/วินาที}$$

$$R_e = \frac{9.07 \times 1.185}{1.41 \times 10^{-5}} = 7.62 \times 10^5$$

$$\epsilon/D = 0.00085/1.185 = 0.00072$$

จาก Moody Diagram จะได้

$$f = 0.0186 \text{ ใช้ได้}$$

ดังนั้น ขนาดของท่อที่ต้องการ

$$= 1.185 \times 12$$

$$= 14.22 \text{ นิ้ว}$$

ขนาดท่อเหล็กที่มีจำหน่ายคือ 14 และ 16 นิ้ว **เลือกใช้ 16 นิ้ว**

การกำหนดขนาดของท่อ

จากตัวอย่างในหัวข้อที่ผ่านมาจะเห็นได้ว่า การหาขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของท่อกลมโดยกำหนดอัตราการไหลและการเสียheadเนื่องจากความฝืดหรือความเสียดทานให้นั้น จำเป็นต้องใช้วิธีทดลองสมมุติค่าสัมประสิทธิ์ของความฝืด f ขึ้น แล้วคำนวณหาขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง จากนั้นก็ใช้ค่าที่คำนวณได้ย้อนกลับมาหาค่า f อีกครั้ง ถ้าค่าที่ได้ครั้งหลังนี้ไม่ตรงกับที่สมมุติไว้ครั้งแรกก็ต้องสมมุติค่า f ใหม่จนกว่าจะได้ค่า

ที่ตรงกันจึงถือว่าได้ค่าเส้นผ่าศูนย์กลางของท่อที่ถูกต้อง วิธีการดังกล่าวนี้ค่อนข้างยุ่งยากและเสียเวลามาก

ปัจจุบันได้มีการดัดแปลง Moody Diagram ขึ้นใหม่ให้สามารถคำนวณขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางได้โดยตรง Diagram ดังกล่าวนี้แสดงไว้ในรูปที่ 3.2 การหาขนาดของท่อโดยวิธีนี้จำเป็นต้องคำนวณค่าคงที่ค่าหนึ่ง คือ

$$\left(\frac{gs}{Q^2} \right)^{1/5} \dots\dots\dots (3.10)$$

ในเมื่อ g = ความเร่งเนื่องจากแรงดึงดูดของโลก = 32.2 ฟุต/(วินาที)²

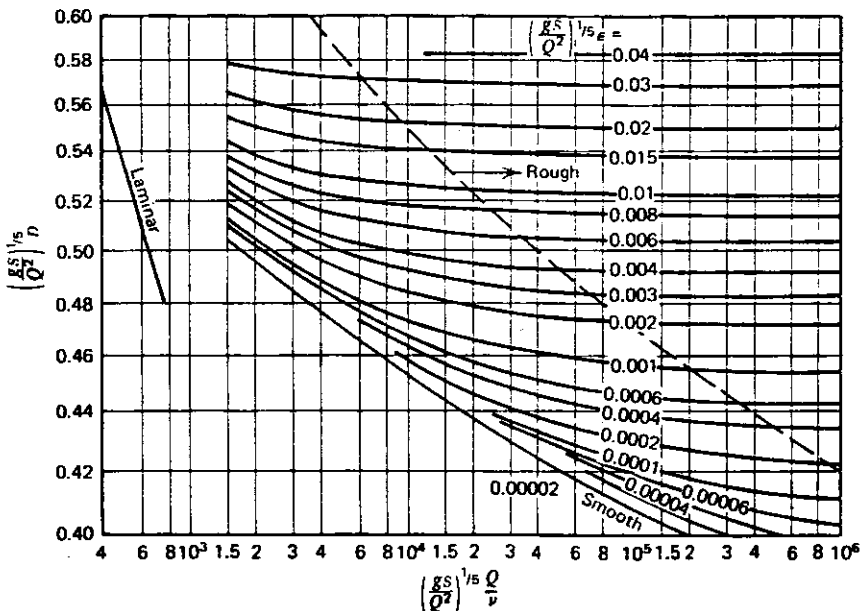
s = $\frac{h_f}{L}$ = อัตราส่วนระหว่างการเสียเสดต่อหนึ่งหน่วยความยาวของท่อ

Q = อัตราการไหลผ่านท่อ เป็น ลบ.ฟุต/วินาที

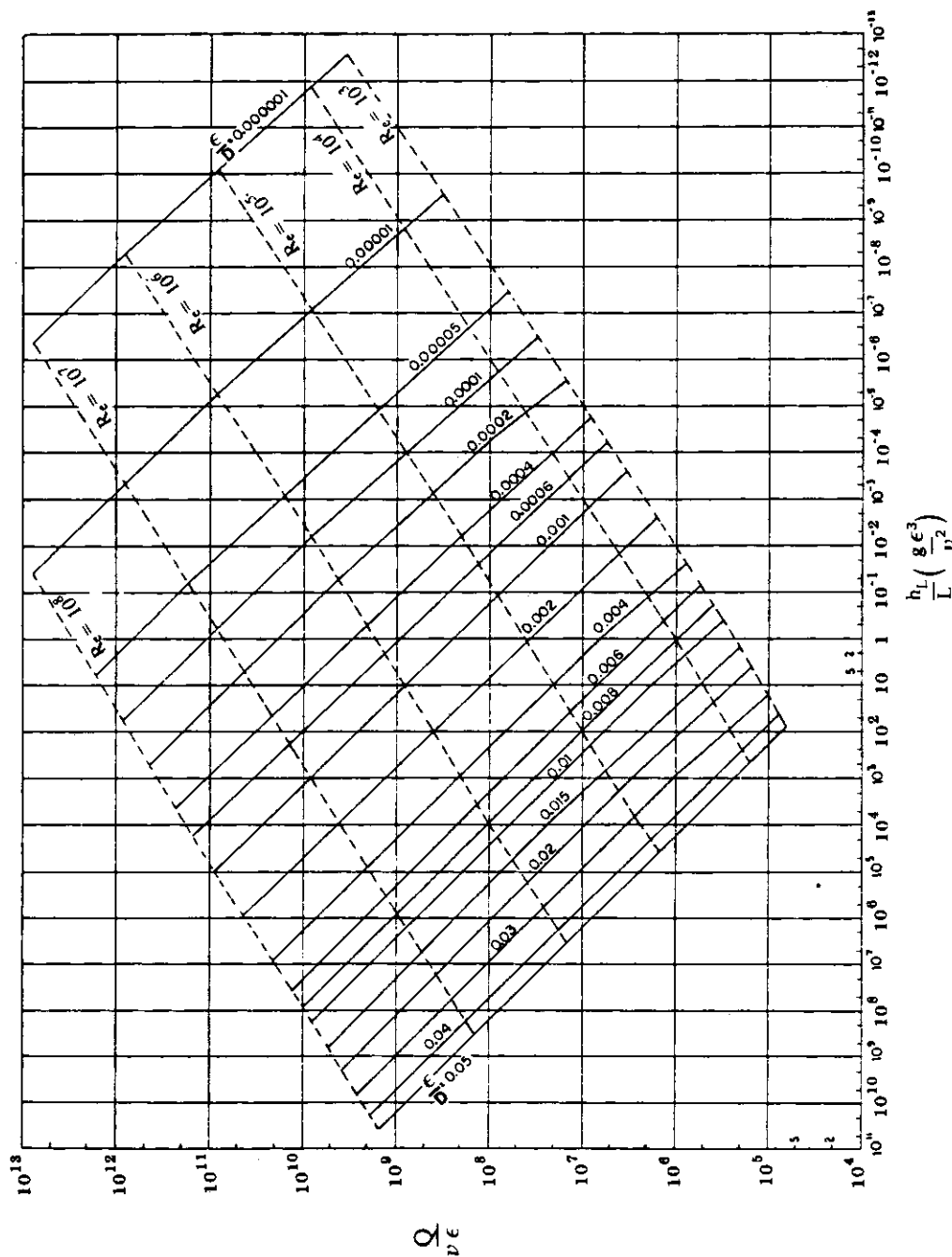
นอกจาก Moody Diagram ดัดแปลงซึ่งเป็นผลงานของ Wen-Hsiung Li แล้ว ก็ยังมี Diagram ที่ทำหน้าที่อย่างเดียวกันแต่พัฒนาขึ้นโดย K.C. Asthana ดังแสดงไว้ในรูปที่ 3.3

ตัวอย่างที่ 3.3

จงหาขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของท่อในตัวอย่างของหัวข้อที่แล้ว โดยใช้ Moody Diagram ดัดแปลงของ Li และ Diagram ของ Asthana



รูปที่ 3.2 Moody Diagram ดัดแปลงของ Wen-Hsiung Li สำหรับหาขนาดของท่อ



รูปที่ 3.3 Diagram สำหรับหาขนาดของเครื่องพัฒนาขึ้นโดย K.C. Asthana

วิธีทำ

ก. โดยใช้ Moody Diagram คัดแปลงของ Li

$$Q = 10 \text{ ลบ.ฟุต/ วินาที}$$

$$h_f = 20 \text{ ฟุต}$$

$$L = 1000 \text{ ฟุต}$$

น้ำมีอุณหภูมิ 50°F

$$s = \frac{h_f}{L} = \frac{20}{1000} = 0.02$$

$$\epsilon = 0.00085 \text{ ฟุต}$$

$$\nu = 1.41 \times 10^{-5} \text{ ตร.ฟุต/ วินาที}$$

$$\left(\frac{gs}{Q^2} \right)^{1/5} = \left(\frac{32.2 \times 0.02}{10 \times 10} \right)^{1/5} = 0.365$$

$$\left(\frac{gs}{Q^2} \right)^{1/5} \cdot \frac{Q}{\nu} = \frac{0.365 \times 10 \times 10^5}{1.41} = 2.586 \times 10^5$$

$$\left(\frac{gs}{Q^2} \right)^{1/5} \cdot \epsilon = 0.365 \times 0.00085 = 0.00031$$

$$\text{จากรูปที่ 3.2} \quad \left(\frac{gs}{Q^2} \right)^{1/5} \cdot D = 0.432$$

$$D = \frac{0.432}{0.365} = 1.184 \text{ ฟุต}$$

$$= 14.20 \text{ นิ้ว}$$

ข. คำนวณโดยใช้ Diagram ของ Asthana

$$(1) \text{ คำนวณ } \frac{h_f}{L} \left(\frac{g\epsilon^3}{\nu^2} \right)$$

$$= \frac{20}{1000} \left\{ \frac{32.2 \times (8.5 \times 10^{-4})^3}{(1.41 \times 10^{-5})^2} \right\}$$

$$= \frac{0.02 \times 32.2 \times 614.13 \times 10^{-12}}{1.988 \times 10^{-10}}$$

$$= 1.989$$

$$(2) \text{ คำนวณ } \frac{Q}{\nu \epsilon}$$

$$= \frac{10}{1.41 \times 10^{-5}} \times \frac{1}{8.5 \times 10^{-4}} = 8.34 \times 10^8$$

$$(3) \text{ จากรูป } \frac{\epsilon}{D} = 0.00075$$

$$D = \frac{0.00085}{0.00075} = 1.13 \text{ ฟุต}$$

$$= 13.56 \text{ นิ้ว}$$

ในทางปฏิบัติ Moody Diagram คัดแปลงของ Li ใช้งานและให้ค่าถูกต้องดีกว่า Diagram ของ Asthana เล็กน้อย

สูตรของ Hazen-Williams

การคำนวณอัตราการไหลและการเสียheadในท่อโดยใช้สูตรของ Darcy-Weisbach ร่วมกับ Moody Diagram นั้นถือว่าเป็นวิธีที่คิดและเชื่อถือได้มากที่สุด แต่ก็ยังมีผู้โต้แย้งว่าค่าความขรุขระของผนังท่อที่แท้จริงนั้นหาได้ยาก นอกจากนั้นค่าดังกล่าวยังเปลี่ยนไปตามอายุใช้งานด้วย ดังนั้น ในงานบางอย่างโดยเฉพาะอย่างยิ่งงานระบบท่อประปา วิศวกรส่วนใหญ่จึงเลือกใช้สูตรของ Hazen-Williams ซึ่งเป็นสูตรเอมไพริคอลแทน เพราะว่าสูตรนี้มีขารท์ที่สามารถนำมาใช้งานได้สะดวกไม่ยุ่งยากเหมือนสูตรแรกและให้ค่าถูกต้องพอสมควร

สูตรของ Hazen-Williams ใช้กับของเหลวที่เป็นน้ำเท่านั้น สามารถเขียนให้อยู่ในรูปสมการ

$$V = 0.1090 C R^{0.63} S^{0.54} \quad \dots\dots\dots (3.11)$$

ในเมื่อ V = ความเร็วของการไหลในท่อ เป็นเมตร/วินาที

C = สัมประสิทธิ์ซึ่งขึ้นอยู่กับชนิดของท่อ

R = Hydraulic Radius เป็น มม.

S = การเสียheadเนื่องจากความฝืดต่อหนึ่งหน่วยความยาวของท่อ

$$= \frac{h_f}{L}$$

ค่าของ C ในสูตรของ Hazen-Williams ได้ให้ไว้ในตารางที่ 3.2 ตารางดังกล่าวนี้ใช้สำหรับท่อใหม่ เมื่อท่อมีอายุใช้งานเพิ่มขึ้นค่า C จะลดลง ในการออกแบบทั่ว ๆ ไป หรือเมื่อต้องการหาอัตราการไหลของน้ำในท่อเก่ามักนิยมใช้ $C = 100$ โดยเฉพาะอย่างยิ่งในกรณีที่เป็นท่อเหล็กหล่อ ถ้าเป็นท่อนาเล็กหรือมีการผุกร่อนมากก็อาจจะลดลงเหลือเพียง 80 ถึง 60 เป็นต้น แต่ถ้าเป็นท่อซีเมนต์ใยหิน (Asbestos Cement) ค่า C จะไม่ลดลงมากเหมือนท่อเหล็กหล่อ

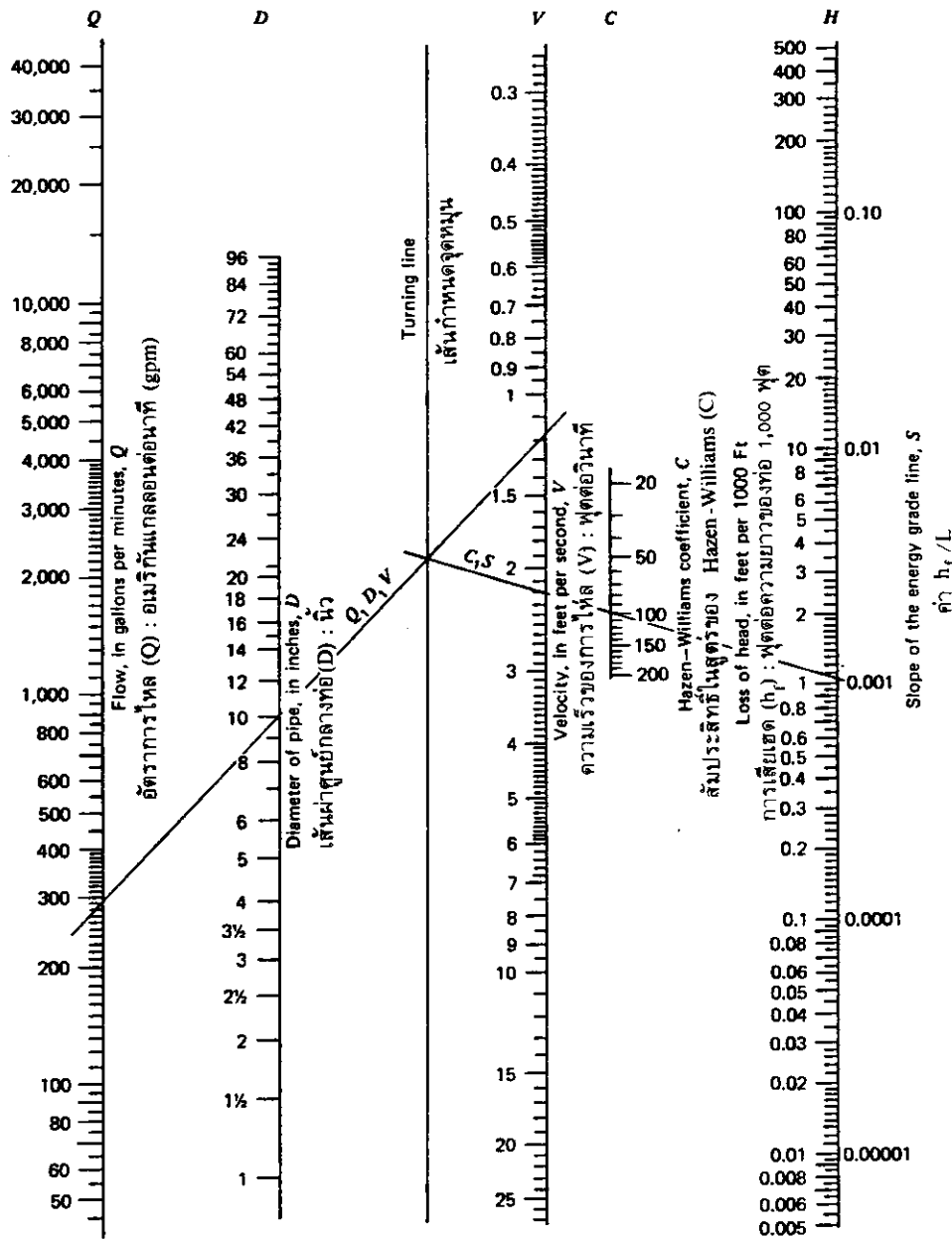
เมื่ออัตราการไหลผ่านท่อ (Q) มีหน่วยเป็นลิตรต่อวินาที และขนาดของท่อ (D) เป็นมิลลิเมตร สูตรของ Hazen-Williams จะอยู่ในรูป

$$Q = 3.587 \times 10^{-6} C D^{2.63} S^{0.54} \quad \dots\dots\dots (3.12)$$

ตารางที่ 3.2 ค่าสัมประสิทธิ์ C ของสูตร Hazen-Williams สำหรับท่อชนิดต่าง ๆ

ชนิดของท่อ	C
ท่อซีเมนต์ใยหิน	140
ท่อทองเหลือง	130 - 140
ท่ออิฐก่อ	100
ท่อเหล็กหล่อ	
ใหม่ และไม่คาบ	130
เก่า และไม่คาบ	40 - 120
คาดด้วยซีเมนต์	130 - 150
คาดด้วยสีน้ำมันดิน	140 - 150
ทาด้วยน้ำมันดิน	115 - 135
ท่อคอนกรีต หรือคาดด้วยคอนกรีต	
หล่อด้วยแบบเหล็ก	140
หล่อด้วยแบบ ไม้	120
หล่อโดยการหมุนด้วยแรงเหวี่ยง	135
ท่อทองเหลือง	130 - 140
สายดับเพลิง (คาดด้วยยาง)	135
ท่อเหล็กชุบสังกะสี	120
ท่อแก้ว	140
ท่อตะกั่ว	130 - 140
ท่อพลาสติก	140 - 150
ท่อเหล็กเหนียว	
คาดด้วยสีน้ำมันดิน	145 - 150
ใหม่ ไม่คาบ	140 - 150
ม้วนต่อด้วยหมุดย้ำ	110
ท่อตีบุก	130
ท่อดินเหนียว	100 - 140

ชาร์ทสำหรับคำนวณสมการที่ (3.12) ในกรณีที่อัตราการไหลมีหน่วยเป็นแกลลอนต่อนาที และขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อเป็นนิ้วได้แสดงไว้ในรูปที่ 3.4 ขอกล่าว้าในที่นี้อีกครั้งว่าสูตรของ Hazen-Williams นั้นใช้สำหรับการไหลของน้ำที่อุณหภูมิปกติ (70°F หรือ 20°C) เท่านั้น และขอให้สังเกตว่าในสูตรดังกล่าวไม่ได้รวมเอาคุณสมบัติของของเหลวไว้ด้วย



รูปที่ 3.4 ชาร์ตสำหรับคำนวณสูตรของ Hazen-Williams

ตัวอย่างที่ 3.4

ต้องการส่งน้ำ 50 ลิตร/วินาที ผ่านท่อซึ่งมีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 250 มม. ยาว 1200 เมตร จงคำนวณการเสียheadเนื่องจากความฝืดโดยใช้สูตรของ Hazen-Williams สมมุติว่าค่า C ของท่อ ดังกล่าวเท่ากับ 100

วิธีทำ

$$Q = 50 \text{ ลิตร/วินาที}$$

$$D = 250 \text{ มม.}$$

$$\text{จากสูตร} \quad Q = 3.587 \times 10^{-6} C D^{2.63} S^{0.54}$$

$$S^{0.54} = \frac{50}{3.587 \times 10^{-6} \times 100 \times (250)^{2.63}}$$

$$= 0.0688$$

$$S = (0.0688)^{1/0.54} = 7.037 \times 10^{-3}$$

$$h_f/L = 7.037 \times 10^{-3}$$

$$h_f = 7.037 \times 10^{-3} \times 1200 = 8.44 \text{ เมตร}$$

$$\text{ดังนั้น การเสียheadเนื่องจากความฝืดในท่อ} = 8.44 \text{ เมตร}$$

การเสียheadเนื่องจากอุปกรณ์ในระบบท่อ

การสูญเสียพลังงานเนื่องจากอุปกรณ์ในระบบท่อ เช่น ข้อต่อ ประตูน้ำ ซึ่งถือว่าการสูญเสียส่วนน้อย (Minor loss) อาจจะคำนวณได้โดยใช้สมการ

$$h_L = K \cdot \frac{V^2}{2g} \quad \dots\dots\dots (3.13)$$

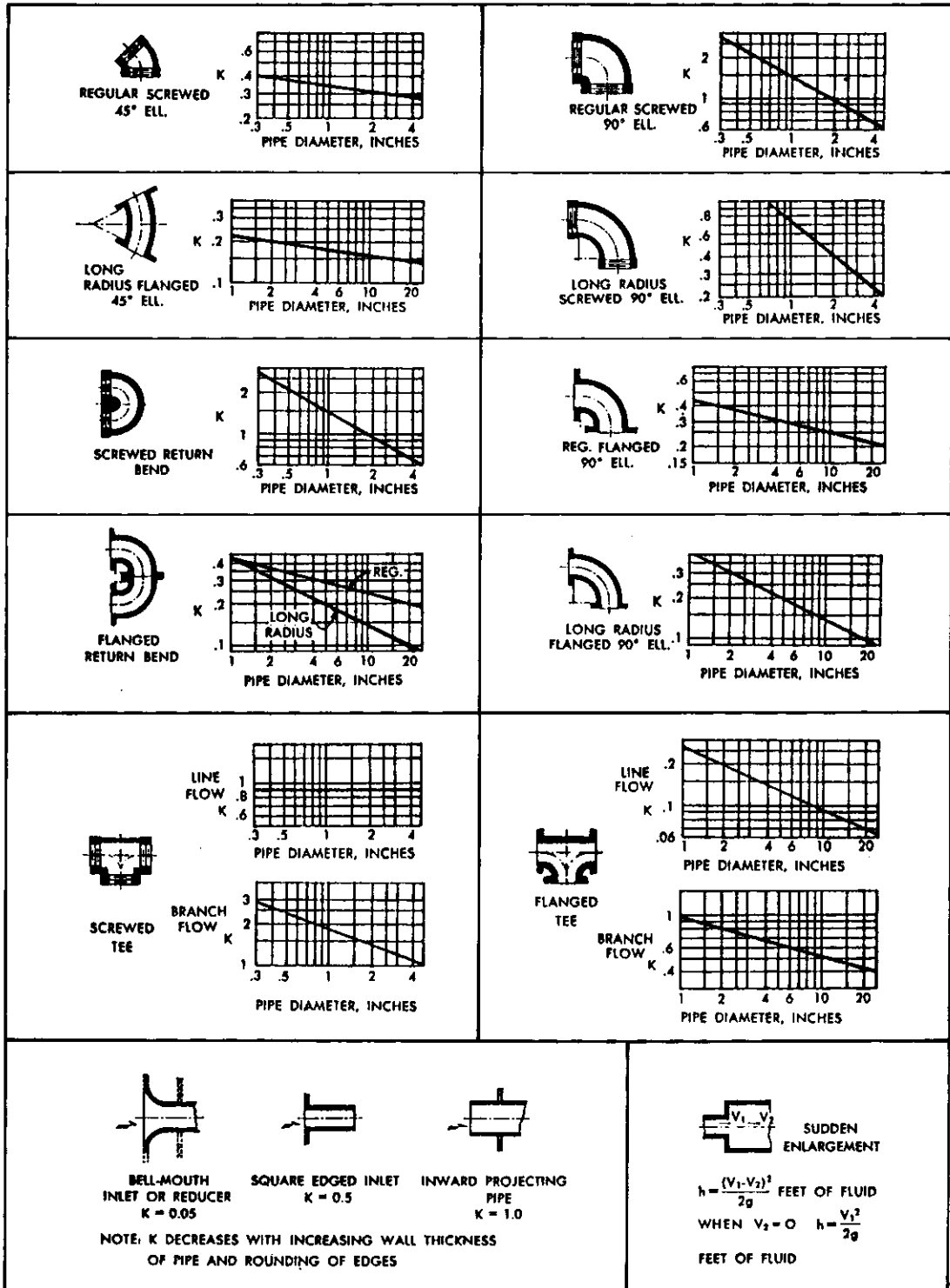
โดย h_L = การเสียheadเนื่องจากอุปกรณ์ในระบบท่อ

K = สัมประสิทธิ์ของความต้านทานการไหลซึ่งขึ้นอยู่กับชนิดและขนาดของอุปกรณ์

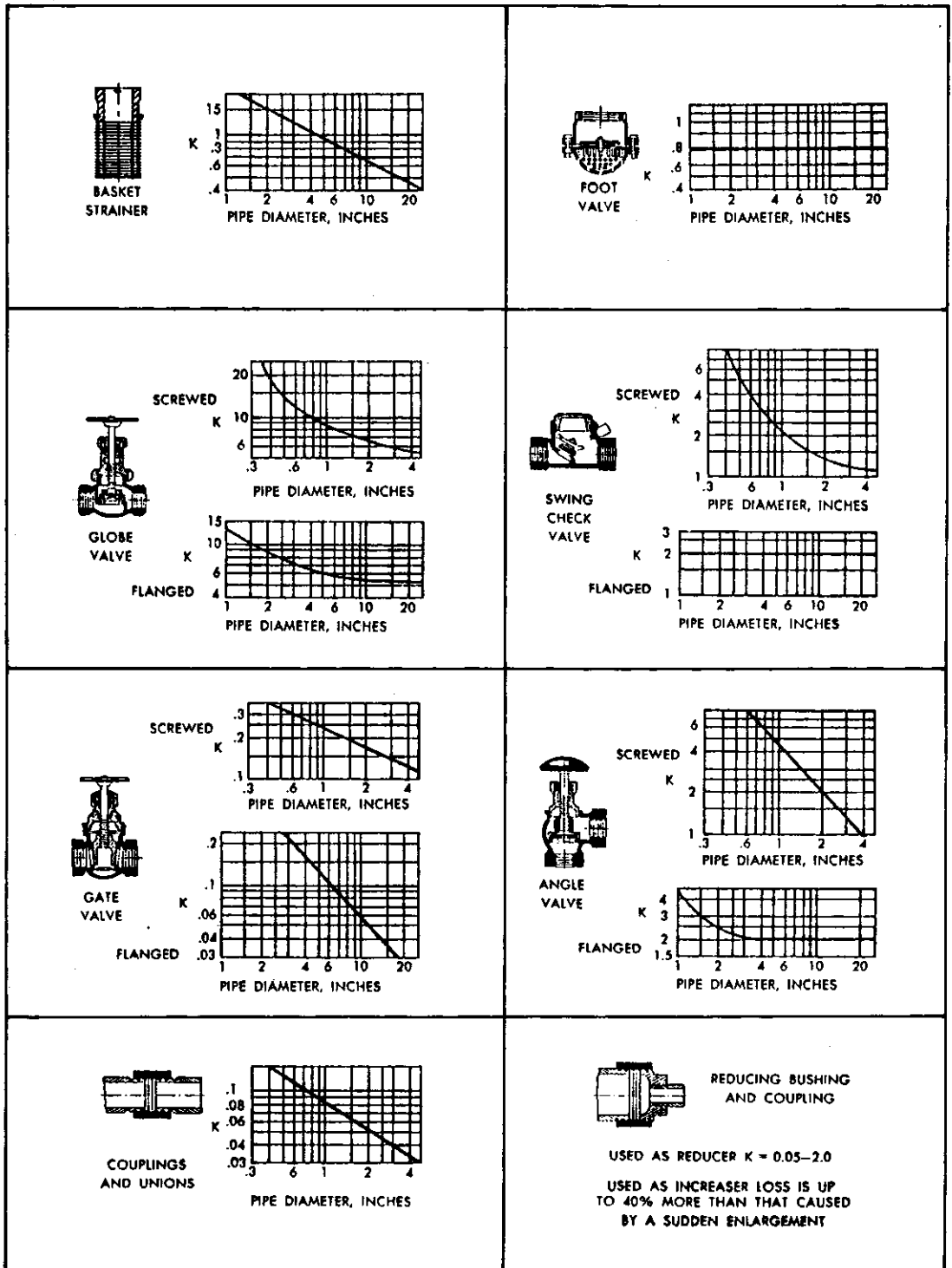
V = ความเร็วของการไหล

g = ความเร่งเนื่องจากแรงดึงดูดของโลก

สัมประสิทธิ์ของความต้านทานการไหลของอุปกรณ์ต่าง ๆ ที่มีการต่อทั้งแบบเกลียว (Screw) และแบบหน้าจาน (Flange) ดูได้จากรูป 3.5 ขอให้สังเกตว่าในรูปนี้มีสัมประสิทธิ์สำหรับทางไหลเข้าและการเพิ่มขนาดทันที (Sudden Enlargement) ด้วย ส่วนสัมประสิทธิ์ของความเสียดทานในกรณีอื่น ๆ ดูได้จากรูปที่ 3.6

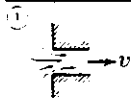


รูปที่ 3.5 สัมประสิทธิ์ของความต้านทานการไหล



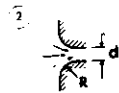
รูปที่ 3.5 สัมประสิทธิ์ของความต้านทานการไหล(ต่อ)

Use the equation $h_e = kv^2/2g$ unless otherwise indicated. Energy loss E_L equals h_e head loss in feet.



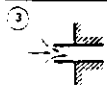
Perpendicular square entrance:

$$k = 0.50 \quad \text{if edge is sharp.}$$



Perpendicular rounded entrance:

$R/d =$	0.05	0.1	0.2	0.3	0.4
$k =$	0.25	0.17	0.08	0.05	0.04



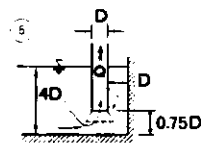
Perpendicular reentrant entrance:

$$k = 0.8$$



Additional loss due to skewed entrance:

$$k = 0.505 + 0.303 \sin \alpha + 0.226 \sin^2 \alpha$$



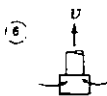
Suction pipe in sump with conical mouthpiece:

$$E_L = D + \frac{5.6Q}{\sqrt{2g}D^{1.5}} - \frac{v^2}{2g}$$

Without mouthpiece:

$$E_L = 0.53D + \frac{4Q}{\sqrt{2g}D^{1.5}} - \frac{v^2}{2g}$$

Width of sump shown: $3.5D$



Strainer bucket:

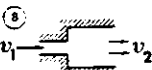
$$k = 10 \quad \text{with foot valve}$$

$$k = 5.5 \quad \text{without foot valve}$$



Standard Tee, entrance to minor line

$$k = 1.8$$

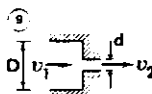


Sudden expansion:

$$E_L = \left(1 - \frac{v_2}{v_1}\right)^2 \frac{v_1^2}{2g}$$

or

$$E_L = \left(\frac{v_1}{v_2} - 1\right)^2 \frac{v_2^2}{2g}$$



Sudden contraction:

$(d/D)^2 =$	0.01	0.1	0.2	0.4	0.6	0.8
$k =$	0.5	0.5	0.42	0.33	0.25	0.15

รูปที่ 3.6 สัมประสิทธิ์ของความต้านทานการไหล

Confusor:

$$E_L = k(v_1^2 - v_2^2)/2g$$

$\alpha^\circ =$	20	40	60	80
$k =$	0.20	0.28	0.32	0.35

Diffusor:

$$E_L = k(v_1^2 - v_2^2)/2g$$

$\alpha^\circ =$	6	10	20	40	60	80	100	120	140
k for $D = 3d$	0.12	0.16	0.39	0.80	1.0	1.06	1.04	1.04	1.04
$D = 1.5d$	0.12	0.16	0.39	0.96	1.22	1.16	1.10	1.06	1.04

Sharp elbow:

$$k = 67.6 \times 10^{-4} (\alpha^\circ)^{2.17}$$

Bends:

$$k = (0.13 + 1.85(r/R)^{3.5}) \sqrt{\alpha^\circ/180^\circ}$$

Close return bend:

$$k = 2.2$$

Gate valve:

$e/D =$	0	1/4	3/8	1/2	5/8	3/4	7/8
$k =$	0.15	0.26	0.81	2.06	5.52	17.0	97.8

Globe valve:

$$k = 10 \quad \text{when fully open}$$

Rotary valve:

$\alpha^\circ =$	5	10	20	30	40	50	60	70	80
$k =$	0.05	0.29	1.56	5.47	17.3	52.6	206	485	∞

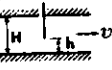
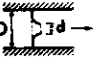
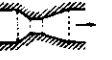
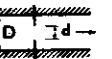
Check valves:

Swing type	$k = 2.5$	When fully open
Ball type	$k = 70.0$	
Lift type	$k = 12.0$	

Angle valve:

$$k = 5.0 \quad \text{if fully open}$$

รูปที่ 3.6 สัมประสิทธิ์ของความต้านทานการไหล (ต่อ)

20		Segment gate in rectangular conduit:	$k = 0.8 \cdot 1.3 \left[\left(\frac{1}{n} \right) - n \right]^2$
		where $n = \varphi / \varphi_0$ = the rate of opening with respect to the central angle.	
21		Sluice gate in rectangular conduit:	$k = 0.3 \cdot 1.9 \left[\left(\frac{1}{n} \right) - n \right]^2$
		where $n = h/H$.	
22		Measuring nozzle:	$\begin{aligned} E_L &= 0.3 \Delta p & \text{for } d &= 0.8D \\ E_L &= 0.95 \Delta p & \text{for } d &= 0.2D \end{aligned}$
		where Δp is the measured pressure drop.	
23		Venturi meter:	$E_L = 0.1 \Delta p \quad \text{to} \quad 0.2 \Delta p$
		where Δp is the measured pressure drop.	
24		Measuring orifice, square edged:	$E_L = \Delta p \left(1 - \left(\frac{d}{D} \right)^2 \right)$
		where Δp is the measured pressure drop.	
25		Confusor outlet:	$\begin{array}{c c c c c} d/D & 0.5 & 0.6 & 0.8 & 0.9 \\ \hline k & 5.5 & 4 & 2.55 & 1.1 \end{array}$
26		Exit from pipe into reservoir:	$k = 1.0$
27		Diffusor outlet for $D/d > 2$:	$\begin{array}{c c c c c} \alpha^\circ & 8 & 15 & 30 & 45 \\ \hline k & 0.05 & 0.18 & 0.5 & 0.6 \end{array}$

รูปที่ 3.6 สัมประสิทธิ์ของความต้านทานการไหล (ต่อ)

การคำนวณการเสียเฮดในท่อโดยใช้ตาราง

จากการแสดงวิธีการคำนวณการเสียเฮดในท่อตามตัวอย่างที่ผ่านมาจะเห็นได้ว่า การคำนวณเหล่านั้นค่อนข้างยุ่งยาก ใช้เวลา และมีโอกาสผิดพลาดได้ง่าย เพื่อให้สะดวกต่อการใช้งานจึงได้มีการจัดทำตารางแสดงค่าการเสียเฮด เฮดความเร็ว และความเร็วของการไหล สำหรับอัตราการไหลและท่อขนาดต่าง ๆ ขึ้นดังเช่นที่แสดงไว้ในตาราง A-1 และ A-2 ของภาคผนวก และได้นำบางส่วนของตาราง A-1 สำหรับท่อขนาด 6 นิ้วมาให้เป็นตัวอย่างดังแสดงไว้ในตารางที่ 3.3 ตาราง A-1 และ A-2 นี้จัดทำโดย Hydraulic Institute ของสหรัฐอเมริกา รายละเอียดที่ใช้ในการคำนวณตารางดังกล่าวมีดังนี้ คือ

1. ท่อที่กำหนดสำหรับตาราง A-1 เป็นท่อเหล็กเหนียวใหม่ (Wrought iron หรือ Schedule 40 steel pipe) ซึ่งมีค่าความขรุขระ ϵ ประมาณ 0.00015 ฟุต ส่วนตาราง A-2 เป็นค่าสำหรับท่อเหล็กหล่ออาบยางมะตอย (Asphalt-dipped cast iron pipe) ที่มีค่าความขรุขระประมาณ 0.0004 ฟุต

2. อุณหภูมิของน้ำที่ไหลผ่านท่อเท่ากับ 60°F ซึ่งมี Kinematic Viscosity, $\nu = 0.00001216$ ฟุต²/วินาที ดังนั้นตารางทั้งสองนี้สามารถใช้ได้กับของเหลวอื่นที่มีค่าความข้นเหนียวเท่ากับค่าดังกล่าวนี้ด้วย

3. อัตราการไหลผ่านท่อที่ให้ไว้มีหน่วยเป็นอเมริกันแกลลอนต่อนาที (U.S.gpm) ความเร็วของการไหลมีหน่วยเป็นฟุตต่อวินาที และการสูญเสียเฮดความฝืด (h_f) มีหน่วยเป็นฟุตต่อความยาวของท่อ 100 ฟุต

4. ในกรณีที่ใช้ตาราง A-1 กับท่อที่มีความขรุขระนอกเหนือจากที่กำหนดไว้ ให้ปรับแก้ค่า h_f ที่อ่านได้จากตาราง A-1 ด้วยตัวคูณปรับแก้ซึ่งแสดงไว้ในตารางที่ 3.4

5. ค่าเฮดความฝืด h_f ในตารางดังกล่าวนี้ไม่ได้คิดเผื่อไว้สำหรับความฝืดที่มีค่าเพิ่มขึ้นตามอายุการใช้งาน ความไม่แน่นอนของขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางภายใน หรือความผิดปกติอย่างอื่นจากท่อที่ได้มาตรฐาน

ตารางที่ 3.3 ตัวอย่างตารางแสดงค่าการเสียเฮดสำหรับการไหลในท่อเหล็กเหนียว

ขนาด 6 นิ้ว สำหรับท่อขนาดอื่นดูได้จากตาราง A-1 ในภาคผนวก

6" 6.065" inside dia.							
U.S. Gals. Per Min.	vel. f f.p.s.	vel. head f ³ /2g feet	frict. loss h _f feet	U.S. Gals. Per Min.	vel. f f.p.s.	vel. head f ³ /2g feet	frict. loss h _f feet
200	2.22	0.08	0.30	800	8.88	1.23	4.03
220	2.44	0.09	0.357	850	9.43	1.39	4.50
240	2.66	0.11	0.419	900	9.99	1.55	5.05
260	2.89	0.13	0.487	950	10.55	1.73	5.61
280	3.11	0.15	0.56	1000	11.10	1.92	6.17
300	3.33	0.17	0.637	1100	12.20	2.32	7.41
350	3.89	0.24	0.851	1200	13.30	2.76	8.76
400	4.44	0.31	1.09	1300	14.40	3.24	10.2
450	5.00	0.39	1.36	1400	15.50	3.76	11.8
500	5.55	0.48	1.66	1500	16.70	4.31	13.5
600	6.66	0.69	2.34	1600	17.80	4.91	15.4
650	7.21	0.81	2.72	1700	18.90	5.54	17.3
700	7.77	0.94	3.13	1800	20.00	6.21	19.4
750	8.32	1.08	3.59	1900	21.10	6.92	21.6
				2000	22.20	7.67	23.8

ตารางที่ 3.4 ตัวคูณสำหรับปรับแก้ค่าเสดความฝืดที่อ่านได้จากตาราง A-1 สำหรับท่อชนิดอื่น

ชนิดท่อ	ตัวคูณปรับแก้
ท่ออ่อน ดาดภายในด้วยยาง	0.72
ท่อซีเมนต์ หล่อโดยการหมุนด้วยแรงเหวี่ยง	0.76
ท่อดาดด้วยสีน้ำมันดิน	0.76
ท่อส่งน้ำอะลูมิเนียม	0.81
ท่อทองแดงหรือทองเหลือง	0.86
ท่อเหล็กเหนียวไม่มีตะเข็บ	0.86
ท่อแก้ว	0.86
ท่อเหล็กเหนียว (Schedule 40 หรือ Wrought iron)	1.00
ท่อไม้	1.15
ท่อเหล็กหล่อ	1.22
ท่อดินเหนียว	1.36
ท่อเหล็กเหนียวม้วนเกลียวด้วยหมุดย้ำ	
- เหลื่อมรอยต่อตามน้ำ	1.40
- เหลื่อมรอยต่อด้านน้ำ	1.70

ดังนั้นถ้าหากมิได้มีการคำนวณโดยละเอียดแล้ว ค่าเสดความฝืดที่นำมาใช้งานควรจะเผื่อไว้จากค่าที่อ่านได้อีก 15 เปอร์เซ็นต์

ในการใช้ตารางเพื่อคำนวณค่าการเสดนั้น ถ้าหากอัตราการไหลที่ต้องการคำนวณไม่ตรงกับค่าที่กำหนดไว้ในตาราง ก็จำเป็นต้องใช้วิธีประมาณค่าโดยใช้สมการ

$$h_{f1} = h_{f2} \left(\frac{Q_1}{Q_2} \right)^2 \quad \dots\dots\dots (3.14)$$

ในเมื่อ h_{f1} = เสดความฝืดสำหรับอัตราการไหล Q_1 ที่ต้องการคำนวณ
 h_{f2} = เสดความฝืดที่อ่านได้จากตารางเมื่ออัตราการไหลเท่ากับ Q_2 โดยค่า Q_2 จากตารางมีค่าใกล้เคียงกับ Q_1 มากที่สุด

ตัวอย่างที่ 3.5

จงหาการเสดจากการไหลของน้ำ 100 ลิตร/วินาที ผ่านท่อเหล็กเหนียวขนาด 6 นิ้ว ท่อยาว 150 เมตร โดยใช้ตารางที่ 3.3

ตารางที่ 3.4 ตัวคูณสำหรับปรับแก้ค่าเสดความฝืดที่อ่านได้จากตาราง A-1 สำหรับท่อชนิดอื่น

ชนิดท่อ	ตัวคูณปรับแก้
ท่ออ่อน ดาดภายในด้วยยาง	0.72
ท่อซีเมนต์ หล่อโดยการหมุนด้วยแรงเหวี่ยง	0.76
ท่อดาดด้วยสีน้ำมันดิน	0.76
ท่อส่งน้ำอะลูมิเนียม	0.81
ท่อทองแดงหรือทองเหลือง	0.86
ท่อเหล็กเหนียวไม่มีตะเข็บ	0.86
ท่อแก้ว	0.86
ท่อเหล็กเหนียว (Schedule 40 หรือ Wrought iron)	1.00
ท่อไม้	1.15
ท่อเหล็กหล่อ	1.22
ท่อดินเหนียว	1.36
ท่อเหล็กเหนียวม้วนเกลียวด้วยหมุดย้ำ	
- เหลื่อมรอยต่อตามน้ำ	1.40
- เหลื่อมรอยต่อด้านน้ำ	1.70

ดังนั้นถ้าหากมิได้มีการคำนวณโดยละเอียดแล้ว ค่าเสดความฝืดที่นำมาใช้งานควรจะเผื่อไว้จากค่าที่อ่านได้อีก 15 เปอร์เซ็นต์

ในการใช้ตารางเพื่อคำนวณค่าการเสดนั้น ถ้าหากอัตราการไหลที่ต้องการคำนวณไม่ตรงกับค่าที่กำหนดไว้ในตาราง ก็จำเป็นต้องใช้วิธีประมาณค่าโดยใช้สมการ

$$h_{f1} = h_{f2} \left(\frac{Q_1}{Q_2} \right)^2 \quad \dots\dots\dots (3.14)$$

ในเมื่อ h_{f1} = เสดความฝืดสำหรับอัตราการไหล Q_1 ที่ต้องการคำนวณ
 h_{f2} = เสดความฝืดที่อ่านได้จากตารางเมื่ออัตราการไหลเท่ากับ Q_2 โดยค่า Q_2 จากตารางมีค่าใกล้เคียงกับ Q_1 มากที่สุด

ตัวอย่างที่ 3.5

จงหาการเสดจากท่อของน้ำ 100 ลิตร/วินาที ผ่านท่อเหล็กเหนียวขนาด 6 นิ้ว ท่อยาว 150 เมตร โดยใช้ตารางที่ 3.3

วิธีทำ

ทำ 100 ลิตร/วินาทีให้เป็นแกลลอนต่อนาที (1 แกลลอน = 3.785 ลิตร)

$$= \frac{100 \times 60}{3.785} = 1585.2 \text{ แกลลอน/นาที่}$$

จากตารางที่ 3.3 หรือ A-1 ในภาคผนวกสำหรับท่อขนาด 6 นิ้ว ค่าอัตราการไหลที่ใกล้เคียงกับ 1585.2 แกลลอนต่อนาทีที่สุดคือ 1600 แกลลอนต่อนาที ซึ่ง h_f เท่ากับ 15.4 ฟุต ต่อความยาวของท่อ 100 ฟุต หรือ 15.4 เมตรต่อความยาวของท่อ 100 เมตรก็ได้เช่นเดียวกัน

$$\text{จาก} \quad h_{f1} = h_{f2} \left(\frac{Q_1}{Q_2} \right)^2$$

$$\begin{aligned} \text{ดังนั้น} \quad h_{f1} &= 15.4 \left(\frac{1585.2}{1600.0} \right)^2 \\ &= 15.12 \text{ เมตร/100 เมตร} \end{aligned}$$

การสูญเสียเฮดสำหรับท่อยาว 150 เมตร

$$= \frac{150}{100} \times 15.12 = 22.68 \text{ เมตร}$$

สำหรับการสูญเสียเนื่องจากอุปกรณ์ในระบบท่อ (Minor losses) เช่น ข้องอ ประตุน้ำ สามทาง ฯลฯ ก็อาจใช้วิธีเทียบให้เป็นการสูญเสียในเส้นท่อตรงที่มีขนาดความยาวค่าหนึ่ง ค่าความยาวเทียบเท่านี้สามารถนำไปรวมกับความยาวของเส้นท่อเพื่อรวมหาการสูญเสียทั้งหมดของระบบท่อได้

การหาค่าความยาวเทียบเท่าสำหรับอุปกรณ์ท่อชนิดต่าง ๆ อาจจะได้จากตาราง A-3 ในภาคผนวก ตัวเลขที่ให้ไว้ในตารางเป็นความยาวของท่อเหล็กเหนียว (Steel) หรือท่อเหล็กหล่อ (C.I.-Cast Iron) มีหน่วยเป็นฟุต ทั้งเป็นการต่อแบบเกลียว (Screwed) หรือต่อแบบหน้าจาน (Flanged) แต่ขอให้สังเกตว่าการต่อแบบเกลียวจะใช้สำหรับอุปกรณ์ที่มีขนาดไม่เกิน 4 นิ้วเท่านั้น

ตัวอย่างที่ 3.6

จากตัวอย่างที่ 3.5 สมมุติว่าอุปกรณ์ท่อในระบบประกอบด้วย ข้องอ 90° (Regular 90° Elbow) 12 ตัว ประตุน้ำแบบ Gate Valve 1 ตัว เซคควาล์ว 1 ตัว จงหาความยาวเทียบเท่าของอุปกรณ์แต่ละตัว ความยาวเทียบเท่าของอุปกรณ์ทั้งระบบ และการสูญเสียทั้งหมดของระบบ

วิธีทำ

ท่อที่ใช้เป็นท่อเหล็กเหนียว ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 6 นิ้ว การต่อเป็นแบบหน้าจาน ความยาวเทียบเท่าของอุปกรณ์แต่ละตัวเมื่อดูจากตาราง A-3 ในภาคผนวก มีดังนี้

อุปกรณ์	ความยาวเทียบเท่า (ฟุต)	จำนวนชิ้น	ความยาวเทียบเท่ารวม (ฟุต)
ข้องอ 90°	8.9	12	106.8
ประตูน้ำ	3.2	1	3.2
เขควาล์ว	63.0	1	63.0
รวม			173.0 ฟุต

ดังนั้น ความยาวเทียบเท่าของอุปกรณ์ทั้งระบบ = 173 ฟุต
= 52.73 เมตร

จากตัวอย่างที่ 3.5 ความยาวของเส้นท่อ 150 เมตร การเสียเฮดเท่ากับ 15.12 เมตรต่อ 100 เมตร เมื่อรวมความยาวเทียบเท่าของอุปกรณ์อีก 52.73 เมตร การสูญเสียพลังงานทั้งหมดของระบบคำนวณได้โดย

$$= 15.12 \frac{(150 + 52.73)}{100} = 30.65 \text{ เมตร}$$

วอเตอร์แฮมเมอร์ (Water Hammer)

วอเตอร์แฮมเมอร์ (Water Hammer) เป็นปรากฏการณ์ที่ความดันในท่อมีการเปลี่ยนแปลงอย่างรุนแรงและฉับพลัน โดยมีความดันเพิ่มขึ้นและลดลงจากความดันเดิมในลักษณะเป็นคลื่นขึ้นลงสลับกันไปเป็นอนุกรม

สาเหตุสำคัญที่ทำให้เกิดวอเตอร์แฮมเมอร์ ก็คือมีการเปลี่ยนแปลงความเร็วของการไหลในท่ออย่างกะทันหัน เช่น ปิดประตูน้ำอย่างกะทันหัน เป็นต้น เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงความเร็วในลักษณะดังกล่าว โมเมนตัมของของเหลวจะถูกเปลี่ยนไปกลายเป็นแรงกระแทกบนประตูน้ำและผนังของท่อ แรงกระแทกที่เกิดขึ้นถ้าหากมากเกินไปกว่าความสามารถของท่อจะรับไว้ได้ก็จะทำให้ท่อระเบิด หรือทำให้ระบบท่อและอุปกรณ์เสียหายอย่างรุนแรงขึ้นได้ ระดับความเสียหายเนื่องจากวอเตอร์แฮมเมอร์ขึ้นอยู่กับความแข็งแรงและความยืดหยุ่น (Elasticity) ของท่อ ความเร็วของการไหล อัตราการเปลี่ยนแปลงความเร็วการไหล ลักษณะการปิดท่อให้อยู่กับที่ และระบบป้องกันวอเตอร์แฮมเมอร์ที่ติดตั้งไว้ เป็นต้น

ในกรณีที่เป็นท่อเหล็กเหนียวหรือท่อเหล็กหล่อซึ่งความสัมพันธ์ระหว่างความดัน-ความเครียด (Stress-Strain) เป็นเส้นตรงและของเหลวที่ไหลในท่อเป็นน้ำ ความดันในเส้นท่อบริเวณสูงสุดที่เพิ่มขึ้นจากความดันเดิมโดยมีสาเหตุมาจากวอเตอร์แฮมเมอร์ คำนวณได้จากสูตร

$$P = 1485 \rho V \sqrt{\frac{1}{1 + (Kd/Et)}} \quad \dots\dots\dots (3.15)$$

โดย P = ความดันสูงสุดที่เพิ่มขึ้นจากระดับความดันเดิม โดยมีสาเหตุมาจากวอเตอร์แฮมเมอร์

	เป็นนิวตันต่อตารางเมตร N/m^2
p	= ความหนาแน่นของน้ำ เป็นกิโลกรัมต่อลูกบาศก์เมตร
V	= ความเร็วของการไหลในท่อ เป็นเมตร/วินาที
K	= โมดูลัสของความยืดหยุ่น (Modulus of Elasticity) ของน้ำ เป็น N/m^2
d	= ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของท่อ เป็น มม.
E	= โมดูลัสของความยืดหยุ่น (Modulus of Elasticity) ของวัสดุที่ใช้ทำท่อ เป็น N/m^2
t	= ความหนาของผนังท่อ เป็น มม.

ความเร็วของคลื่นความดัน (Pressure Wave) เป็นเมตรต่อวินาที ที่เกิดขึ้นภายในท่อ คำนวณโดยสูตร

$$V_w = 1485 \sqrt{\frac{1}{1 + (Kd/Et)}} \dots\dots\dots (3.16)$$

เนื่องจากความสัมพันธ์ระหว่างความเค้นกับความเครียด (Stress-Strain) ของคอนกรีตมีได้เป็นเส้นตรง ดังนั้นการใช้สมการทั้งสองข้างบนกับท่อคอนกรีตจึงให้ค่าโดยประมาณเท่านั้น

อัตราส่วน K/E สำหรับการไหลของน้ำในท่อที่ทำด้วยวัสดุต่าง ๆ แสดงไว้ในตารางที่ 3.4

ถ้าให้ L เป็นความยาวของท่อจากจุดที่ติดตั้งประตุน้ำไปยังจุดที่จ่ายน้ำเข้าท่อเป็นเมตร ความดันที่เกิดขึ้นโดยวอเตอร์แฮมเมอร์ จะมีค่าสูงสุดเท่ากับที่คำนวณได้โดยสมการ (3.15) ถ้าปิดประตุน้ำโดยใช้เวลาไม่เกินเวลาวิกฤติ (Critical Time) T_c วินาที โดย

$$T_c = \frac{2L}{V_w} \dots\dots\dots (3.17)$$

ในกรณีที่ปิดประตุน้ำโดยใช้เวลามากกว่า T_c ความดันเนื่องจากวอเตอร์แฮมเมอร์ที่เกิดขึ้นจะหาได้โดย

$$P_a = \frac{T_c}{T_a} \cdot P \dots\dots\dots (3.18)$$

ตารางที่ 3.4 อัตราส่วน K/E สำหรับการไหลของน้ำในท่อที่ทำด้วยวัสดุต่าง ๆ

วัสดุที่ใช้ทำท่อ	K/E
เหล็กแผ่น	0.010
เหล็กหล่อ	0.025
คอนกรีต	0.100
ไม้	0.020
ซีเมนต์ไยหิน	0.088

โดย P_a เป็นความดันในท่อเมื่อปิดประตุน้ำโดยใช้เวลานเท่ากับ T_a , P เป็นความดันสูงสุดที่เกิดขึ้นเมื่อปิดประตุน้ำโดยใช้เวลาน้อยกว่าหรือเท่ากับเวลาวิกฤติ (Critical Time) T_c จำนวนโดยใช้สมการ (3.15)

ตัวอย่างที่ 3.7

เซควาล์วซึ่งติดตั้งไว้ในระบบท่อเหล็กเหนียวขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 750 มม. ปิดโดยใช้เวลา 30 วินาที ถ้าท่อดังกล่าวยาว 3350 เมตร และใช้ส่งน้ำด้วยอัตรา 2500 ม³/ชม. จงหาว่าการปิดเซควาล์วทำให้ความดันในท่อเพิ่มจากระดับเดิมเท่าใด สมมติว่าท่อเหล็กเหนียวหนา 7.5 มม. และเหล็กเหนียวดังกล่าวมีโมดูลัสของความยืดหยุ่น (Modulus of Elasticity) เท่ากับ 2.2×10^7 นิวตันต่อตารางเมตร (N/m²)

วิธีทำ

จากสูตรที่ 3.16

$$V_w = 1485 \sqrt{\frac{1}{1 + (Kd/Et)}}$$

$$d = 750 \text{ มม.}$$

$$t = 7.5 \text{ มม.}$$

จากตารางที่ 3.4 อัตราส่วน K/E ของท่อเหล็กเหนียวเท่ากับ 0.01

ดังนั้น

$$\begin{aligned} V_w &= 1485 \sqrt{\frac{1}{1 + (0.01 \times 750/7.5)}} \\ &= 1050 \text{ เมตร/วินาที} \end{aligned}$$

และ

$$A = \frac{\pi}{4} D^2 = \frac{\pi}{4} (0.75)^2 = 0.442 \text{ ตร.เมตร}$$

$$\begin{aligned} V &= \frac{Q}{A} = \frac{2500}{0.442 \times 60 \times 60} \\ &= 1.571 \text{ เมตร/วินาที} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} P &= 1485 \rho V \sqrt{\frac{1}{1 + (Kd/Et)}} = \rho V V_w \\ &= 1000 \times 1.571 \times 1050 \\ &= 1.65 \times 10^6 \text{ N/m}^2 = 1.65 \text{ MN/m}^2 \end{aligned}$$

เวลาวิกฤติ

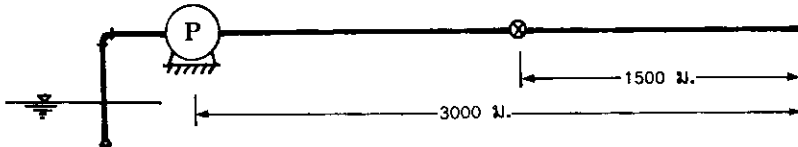
$$\begin{aligned} T_c &= \frac{2L}{V_w} \\ &= \frac{2 \times 3350}{1050} = 6.38 \text{ วินาที} \end{aligned}$$

ดังนั้น ความดันที่เพิ่มขึ้นเนื่องจากวอเตอร์แฮมเมอร์

$$\begin{aligned} &= \frac{T_c}{T_a} \cdot P \\ &= \frac{6.38}{30} \times 1.65 \text{ MN/m}^2 = 0.351 \text{ MN/m}^2 \end{aligned}$$

ตัวอย่างที่ 3.8

ท่อส่งน้ำซีเมนต์ใยหิน ยาว 3,000 เมตร ความเร็วของการไหลในท่อเท่ากับ 1.65 เมตร/วินาที อัตราส่วน K/E ของท่อเท่ากับ 0.088 และอัตราส่วนระหว่างเส้นผ่าศูนย์กลางต่อความหนาของท่อ d/t เท่ากับ 14.7 จงหาว่าถ้าประตูน้ำที่ติดตั้งที่กึ่งกลางความยาวของท่อปิดอย่างฉับพลัน ความดันที่เพิ่มขึ้นจากความดันเดิมจะเท่ากับเท่าไร และคลื่นความดันจะวิ่งย้อนจากประตูน้ำไปสู่ปั๊มโดยใช้เวลาเท่าไร



วิธีทำ

จากสูตร

$$V_w = 1485 \sqrt{\frac{1}{1 + (Kd/Et)}}$$

$$K/E = 0.088; \quad d/t = 14.7$$

ดังนั้น

$$V_w = \frac{1485}{\sqrt{1 + 0.088 \times 14.7}}$$

$$= 980.5 \text{ เมตร/วินาที}$$

$$P = \rho V V_w$$

$$= 1000 \times 1.65 \times 980.5$$

$$= 1.62 \times 10^6 \quad \text{N/m}^2$$

ระยะเวลาที่คลื่นความดันวิ่งจากประตูน้ำไปสู่ปั๊ม

$$= \frac{2L}{V_w}$$

$$= \frac{2 \times 1500}{980.5} = 3.06 \text{ วินาที}$$

การป้องกันวอเตอร์แฮมเมอร์

วิธีป้องกันมิให้วอเตอร์แฮมเมอร์ที่เกิดขึ้นมีความรุนแรงมากจนทำความเสียหายให้แก่ระบบท่อนั้น ทำโดยการลดความดันที่เกิดขึ้นให้เหลืออยู่ในระดับที่ยอมให้โดย

- 1) เพิ่มระยะเวลาในการปิดประตูน้ำหรือเปลี่ยนแปลงความเร็วโดยใช้เวลาให้มากกว่าเวลาวิกฤติ (Critical Time) T_c มาก ๆ
- 2) โดยการให้น้ำไหลออกจากท่อบ้างในขณะที่เกิดความดันมาก ๆ
- 3) โดยใช้ทั้งสองวิธีข้างต้นร่วมกัน

เนื่องจากว่าความดันที่เพิ่มขึ้นจากระดับความดันเดิมเป็นสัดส่วนโดยตรงกับความเร็วของการไหลในท่อ (สมการที่ 3.15) ดังนั้นการออกแบบให้ความเร็วต่ำจะช่วยลดความรุนแรงของวอเตอร์แฮมเมอร์ได้

อุปกรณ์ป้องกันวอเตอร์แฮมเมอร์

การป้องกันวอเตอร์แฮมเมอร์จากการหยุดเดินเครื่องสูบน้ำอาจทำได้โดยการลดความเร็วของเครื่องยนต์ลงทีละน้อยเป็นขั้น ๆ จนอัตราการไหลน้อยมากแล้วจึงดับเครื่องยนต์ ในกรณีที่ต้นกำลังเป็นมอเตอร์ซึ่งมีรอบการหมุนคงที่ก็ให้ใช้วิธีปิดประตูจ่ายน้ำลงทีละน้อยเป็นขั้น ๆ เช่นเดียวกัน จนกระทั่งปิดสนิทหรือเกือบสนิทแล้วจึงปิดสวิตช์ การเริ่มเดินเครื่องสูบน้ำก็ทำในลักษณะเดียวกันแต่ย้อนขั้นตอน

อย่างไรก็ตาม บางครั้งอาจมีความจำเป็นต้องหยุดเดินเครื่องอย่างกะทันหัน หรืออาจมีสาเหตุมาจากกระแสไฟฟ้าขัดข้อง เครื่องยนต์เสีย เป็นต้น ดังนั้นในระบบที่มีโอกาสเกิดวอเตอร์แฮมเมอร์ได้ง่ายจึงควรมีอุปกรณ์ป้องกันช่วย อุปกรณ์ประเภทนี้มีหลายอย่าง เช่น Pressure Relief Valve, Air Inlet-relief Valve, Air Chamber, Surge Suppressor และ Surge Tank เป็นต้น

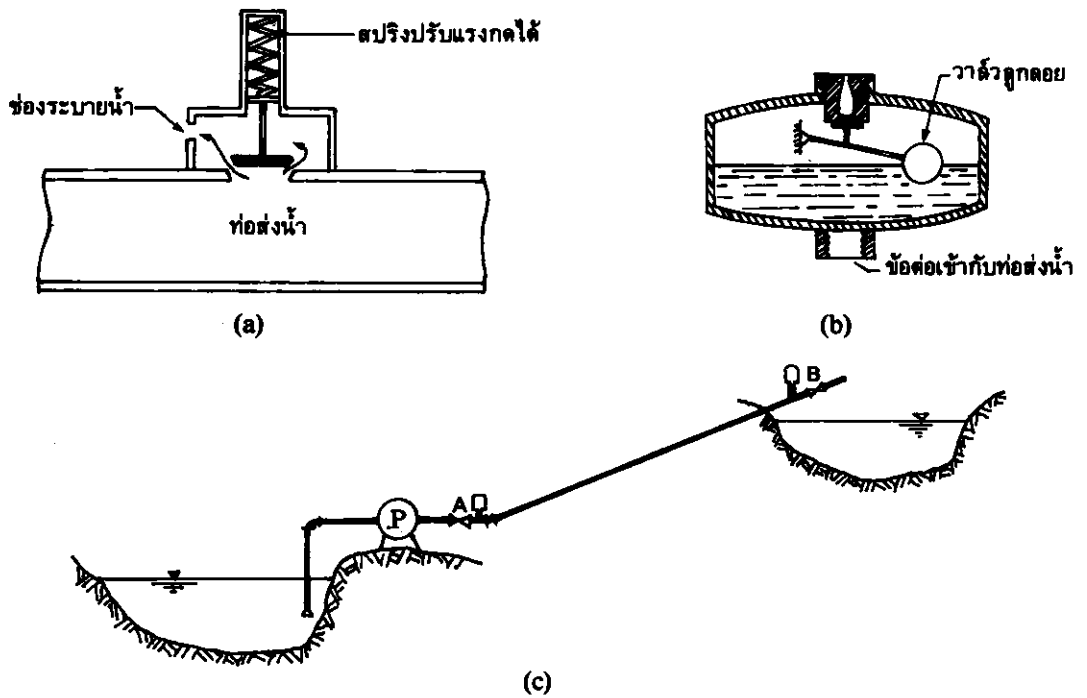
รูปร่างลักษณะของ Pressure Relief Valve, Air Inlet-Relief Valve และลักษณะการติดตั้งแสดงไว้ในรูปที่ 3.7 รูปร่างลักษณะของอุปกรณ์อื่น ๆ แสดงไว้ในรูปที่ 3.8

1. Pressure Relief Valve เป็นวาล์วที่ทำหน้าที่ในลักษณะเดียวกันกับวาล์วนิรภัย (Safety Valve) กล่าวคือเมื่อความดันในท่อดูสูงกว่าที่กำหนดไว้มันก็จะเปิดกว้างออกและระบายน้ำทิ้งเพื่อลดความดันลง ความดันที่ตั้งไว้อาจควบคุมโดยสปริงหรือน้ำหนักก็ได้ อุปกรณ์แบบนี้เหมาะสำหรับท่อที่มีขนาดไม่โตมาก ซึ่งการระบายน้ำทิ้งจะมีผลช่วยให้ลดความดันในท่อลงได้บ้าง

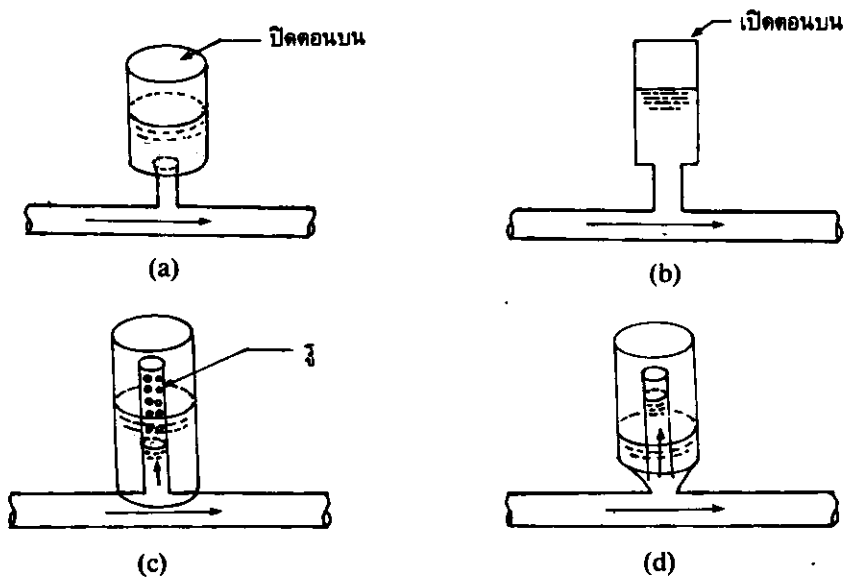
2. Air Inlet-Relief Valve เป็นวาล์วที่จะเปิดให้อากาศไหลเข้ามาในท่อโดยอัตโนมัติเมื่อความดันในท่อดำกว่าความดันของบรรยากาศ ซึ่งจะเป็นการป้องกันมิให้ท่อแบนลง อุปกรณ์ดังกล่าวนี้ยังใช้สำหรับระบายอากาศออกจากท่อด้วยโดยการติดตั้งไว้หลังท่อในบริเวณที่อยู่สูงกว่าแนวท่อส่วนอื่น อากาศที่ติดมากับน้ำก็จะไหลเข้าไปในอุปกรณ์นี้และทำให้ถูกลอยลดระดับลง วาล์วเปิดและอากาศก็จะถูกระบายออกไป การที่จำเป็นต้องระบายอากาศในท่อออกไปก็เพราะว่า ถ้าความเร็วของการไหลไม่มากพอ ไพร่ของอากาศในท่อจะเป็นสิ่งกีดขวางการไหลโดยทำให้การไหลในช่วงดังกล่าวมีลักษณะเป็นการไหลในทางน้ำเปิดแทนที่จะเป็นการไหลเต็มท่อ

ในรูปที่ 3.7 c แสดงให้เห็นถึงการติดตั้งวาล์วทั้งสองแบบนี้ เพื่อป้องกันวอเตอร์แฮมเมอร์ ถ้าประตูน้ำที่ B ปิดอย่างกะทันหัน ความดันที่เกิดขึ้นเนื่องจากวอเตอร์แฮมเมอร์ก็จะลดลงได้ถ้ามี Pressure Relief Valve ติดตั้งไว้หน้าประตูน้ำ ในทางตรงกันข้าม ถ้าขณะที่น้ำกำลังไหลเต็มท่อยู่ที่ประตูน้ำที่ A ถูกปิดอย่างกะทันหันในลักษณะเช่นที่ว่านี้ น้ำในท่อจะยังคงไหลต่อไปและทำให้เกิดสูญญากาศขึ้นในท่อ

แต่ถ้ามี Air Inlet-Relief Valve อุปกรณ์นี้ก็จะเปิดให้อากาศไหลเข้ามาและช่วยแก้ปัญหานี้ได้



รูปที่ 3.7 อุปกรณ์ป้องกันความเสียหายจากวอเตอร์แฮมเมอร์ (a) Pressure Relief Valve (b) Air Inlet-Relief Valve และ (c) แสดงการติดตั้งอุปกรณ์ทั้งสองแบบนี้



รูปที่ 3.8 อุปกรณ์สำหรับป้องกันวอเตอร์แฮมเมอร์ (a) Air Chamber (b), (c) และ (d) เป็น Surge Tank แบบต่างๆ

3. Air Chamber เป็นอุปกรณ์ช่วยลดความรุนแรงของวอเตอร์แฮมเมอร์อีกแบบหนึ่งที่มีลักษณะเป็นถังบรรจุอากาศต่อเข้ากับหลังท่อ อากาศในถังซึ่งยึดหดตัวได้ดีกว่าน้ำก็จะทำหน้าที่ผ่อนคลายความรุนแรงลงเมื่อมีความดันเพิ่มขึ้นอย่างฉับพลัน นอกจากนั้น อุปกรณ์ชนิดนี้ยังใช้ต่อเข้ากับด้านจ่ายของปั๊มแบบสูบชัก ก่อนส่งน้ำเข้าสู่ระบบ เพื่อให้การไหลสม่ำเสมอตลอดเวลาอีกด้วย

4. Surge Suppressor เป็นอุปกรณ์ที่มีลักษณะคล้ายกับ Air Chamber แต่แทนที่จะใช้อากาศเป็นตัวผ่อนคลายแรงดันก็เปลี่ยนไปใช้สปริงแทน อุปกรณ์ชนิดนี้ใช้กับท่อขนาดเล็ก เช่น ท่อน้ำใช้ในบ้าน มากกว่าที่จะใช้กับระบบท่อขนาดใหญ่

5. Surge Tank เป็นถังช่วยลดความดันที่เพิ่มขึ้นจากวอเตอร์แฮมเมอร์ในระบบขนาดใหญ่ซึ่งมีทั้งประเภทเปิดด้านบนของถังและแบบปิด สำหรับแบบเปิดนั้นความสูงของถังจะต้องมากพอที่จะไม่ให้น้ำไหลล้นออกมาได้ ส่วนในแบบปิดจะมีลักษณะคล้ายกับ Air Chamber แต่มีท่อขนาดเดียวกันกับท่อส่งน้ำเป็นตัวจ่ายน้ำเข้าไปในถังอีกทีหนึ่ง การลดความรุนแรงของความดันจะถูกควบคุมโดยการไหลของน้ำเข้าไปใน Surge Tank และการยึดหดตัวของอากาศในถัง

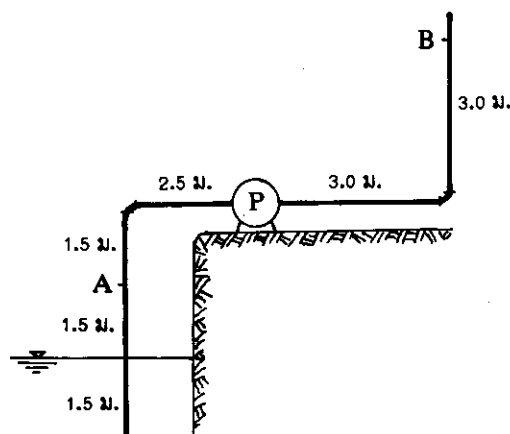
ในระบบท่อส่งน้ำที่มีความยาวมากและมีความลาดเทสูงขึ้นจากปั๊ม หรือท่อไม่ยาวมากแต่มีความลาดเทจากปั๊มชันมาก การติดตั้งเซวาล์วประเภทไม่ปิดกะทันหัน(Non-Slam)ซึ่งออกแบบให้ปิดเมื่อความเร็วเป็นศูนย์ คือไม่เปิดโอกาสให้น้ำในท่อไหลย้อนกลับมากก็จะช่วยลดวอเตอร์แฮมเมอร์ลงได้ นอกจากนั้น ถ้าหากก่อนเดินเครื่องน้ำในท่อยังมีอยู่ไม่เต็ม เมื่อเริ่มเดินเครื่องจะเปิดประตูจ่ายน้ำเพียง 3/4 ของอัตราการสูบที่ต้องการ ต่อเมื่อมีน้ำบรรจุเต็มท่อแล้วจึงค่อย ๆ เปิดประตูน้ำเพิ่มขึ้น วิธีที่กล่าวนี้จะช่วยลดความดันจากวอเตอร์แฮมเมอร์ลงได้ โดยเฉพาะอย่างยิ่งในกรณีที่ดินกำลังเป็นเมอร์เตอร์ซึ่งมีรอบคงที่ตลอดช่วงการทำงาน

แบบฝึกหัด

ในแบบฝึกหัดต่อไปนี้ให้สมมุติว่าน้ำมีอุณหภูมิ 20°C เว้นแต่จะกำหนดไว้เป็นอย่างอื่นในโจทย์

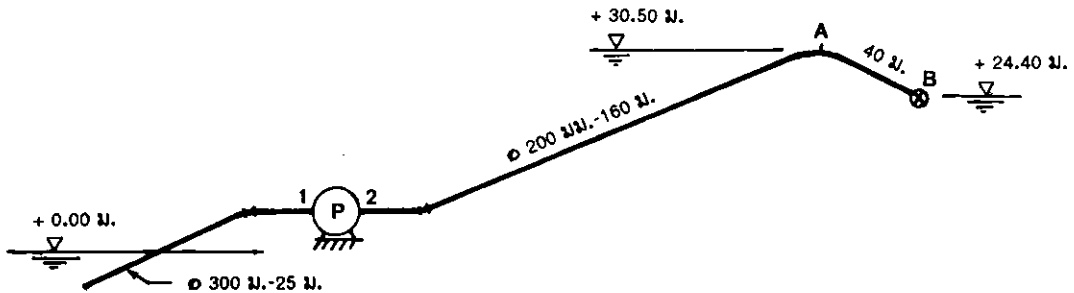
1. ท่อเหล็กหล่อใหม่ยาว 360 เมตร มีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางภายใน 150 มม. ใช้ส่งน้ำด้วยอัตรา 45.0 ลิตร/วินาที จงหา Reynolds number และการเสียheadเนื่องจากความฝืดในท่อโดยใช้สูตรของ
 - a) Darcy-Weisbach
 - b) Hazen-Williams

2. ท่อคอนกรีตขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 1000 มม. วางโดยมีระดับที่ปลายท่อลดลง 1.75 เมตรต่อความยาวของท่อ 1 กิโลเมตร ความดันที่ต้นท่อ 25.0 kN/m^2 ถ้าอัตราการส่งน้ำในท่อเท่ากับ 1.275 ลบ.เมตร/วินาที จงหาความดันในท่อที่จุดซึ่งอยู่ห่างออกไปทางปลายท่อ 2.25 กิโลเมตร
3. จุด A และ B อยู่ห่างกัน 1.0 กิโลเมตรตามแนวท่อซึ่งทำด้วยเหล็กเหนียวขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 250 มม. จุด B อยู่สูงกว่าจุด A 65 เมตร ถ้าต้องการส่งน้ำด้วยอัตรา 90 ลิตร/วินาทีจาก A ไป B ถามว่าจะต้องรักษาระดับความดันที่ A เท่ากับเท่าไรถ้าต้องการให้ความดันที่ B เท่ากับ 350.0 kN/m^2
4. ในการสูบน้ำ 1,400 แกลลอนต่อนาทีส่งผ่านท่อเหล็กหล่อ น้ำมีอุณหภูมิ 90°F ถ้ายอมให้มีการเสียhead เนื่องจากความฝืดในเส้นท่อมิค่าไม่เกิน 30 ปอนด์/ตร.นิ้ว ต่อความยาวของท่อ 1,000 ฟุต จงหาขนาดของท่อและแรงม้าที่ต้องการ (Whp) ต่อความยาวของท่อ 1,000 ฟุต
 - ก) โดยใช้ Diagram ของ Li
 - ข) โดยใช้สูตรของ Hazen-Williams
5. ท่อเหล็กหล่อใหม่ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 300 มม. ยาว 1.6 กิโลเมตร รับน้ำจากอ่างเก็บน้ำแล้วส่งมาลงคลองส่งน้ำโดยปลายท่ออยู่เหนือผิวน้ำ ถ้าหากต้นท่อยู่น้อยกว่าระดับน้ำในอ่าง 3.0 เมตร และท่อวางบนผิวดินโดยมีความลาดเท 2 เมตรต่อ 1000 เมตร จงหาอัตราการไหลผ่านท่อ
6. บั๊มป์ในรูปสูบน้ำจากอ่างเก็บน้ำ ที่จุด A ทางท่อตูดติดตั้งมาโนมิเตอร์ปลายเปิดไว้แสดงค่าสัญญาณเท่ากับ ความสูงของแท่งปรอท 38 มม. ส่วนที่จุด B ทางท่อจ่ายมีเกจวัดความดันซึ่งอ่านได้ 400 kN/m^2 สมมุติว่าท่อทั้งสองด้านเป็นท่อเหล็กเหนียว (Commercial Steel Pipe) และข้อ $r = D$ ถ้าอัตราการสูบน้ำเท่ากับ 55 ลิตร/วินาที ประสิทธิภาพของบั๊มป์เท่ากับ 80 เปอร์เซ็นต์ จงหาขนาดของมอเตอร์ที่จะใช้กับบั๊มป์นี้

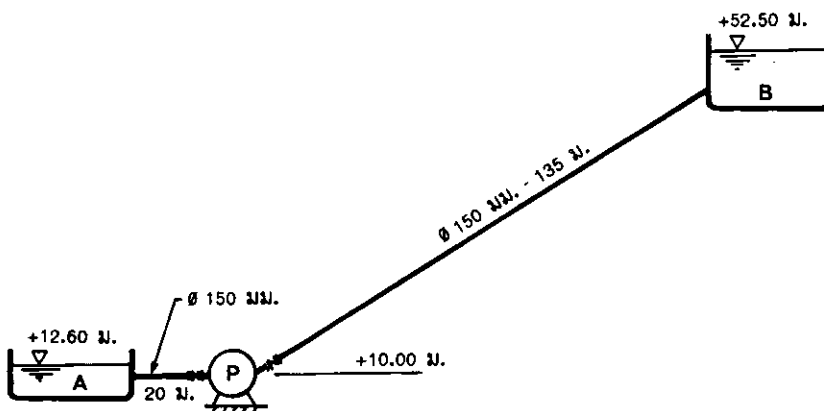


7. อัตราการสูบของบั๊มป์ผ่านท่อเหล็กเหนียวขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 200 มม. ถูกปรับด้วยประตูน้ำที่ B จนกระทั่งความเร็วของการไหลในท่อเท่ากับ 2.45 ม./วินาที ความดันที่จุด A ซึ่งอยู่สูงสุดวัดได้เท่ากับ

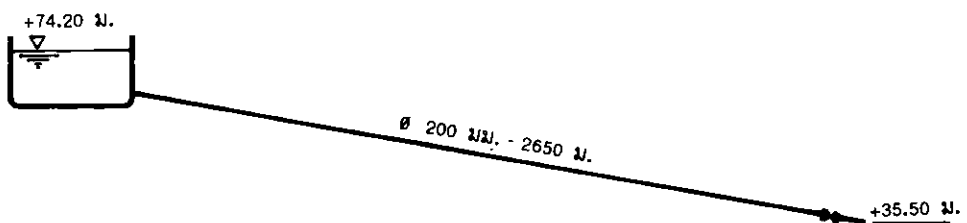
- 3.0 เมตรน้ำ สมมุติว่าที่ปลายท่อสุดไม่มีอุปกรณ์ใด ๆ จงคำนวณเฮดความดัน (Pressure Head) ที่จุด 1, 2, TDH, Whp เขียน Hydraulic และ Energy Grade Line และให้ค่าที่จุดสำคัญ ๆ



8. ปั๊มเครื่องหนึ่งสูบน้ำด้วยอัตรา 12.5 ลิตร/วินาทีและส่งเข้าท่อเหล็กเหนียวขนาด 100 มม. ความดันทางด้านจ่าย (Discharge Side) ของปั๊มเท่ากับ 685.0 kN/m^2 ความดันในท่อที่จุดซึ่งอยู่ห่างออกไป 550 เมตร และอยู่สูงกว่าปั๊ม 45 เมตร ควรจะเป็นเท่าใด เขียน Hydraulic และ Energy Grade Line
9. เครื่องสูบน้ำเครื่องหนึ่งสูบน้ำจากอ่างเก็บน้ำซึ่งมีระดับน้ำอยู่ต่ำกว่าศูนย์กลางของปั๊ม 3 เมตร ท่อดูดและท่อจ่ายทำด้วยเหล็กเหนียวมีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 350 และ 300 มม.ตามลำดับ เกจวัดความดันทางท่อจ่ายซึ่งอยู่สูงกว่าปั๊ม 2.50 เมตร อ่านได้ 288 kN/m^2 เมื่ออัตราการสูบเท่ากับ 225 ลิตรต่อวินาที การเสียเฮดเนื่องมาจากความฝืดทางท่อดูดเท่ากับ 0.15 เมตร การเสียเฮดทางท่อจ่ายจากปั๊มถึงเกจวัดความดันเท่ากับ 1.20 เมตร และกำลังงานที่มอเตอร์ให้แก่ปั๊มเท่ากับ 124 แรงม้า จงหาประสิทธิภาพของปั๊ม
10. ปั๊มของระบบสูบน้ำซึ่งแสดงในรูปสูบน้ำด้วยอัตรา 315 ลบ.เมตรต่อชั่วโมง สมมุติว่าท่อที่ใช้เป็นท่อเหล็กเหนียวซึ่งมีสัมประสิทธิ์ของความฝืด f เท่ากับ 0.018 (η) จงหาเฮดและแรงม้าของปั๊ม (ข) จงเขียน Energy Grade Line ของระบบนี้



11. ท่อเหล็กหล่อตรงขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 150 มม. ยาว 600 เมตร เชื่อมต่อระหว่างอ่างเก็บน้ำ 2 อ่างซึ่งระดับผิวน้ำแตกต่างกัน 4.50 เมตร ปลายทั้งสองของท่ออยู่ต่ำกว่าผิวน้ำ 3.0 เมตร ต้องการใช้เครื่องสูบน้ำติดตั้งระหว่างปลายท่อทั้งสองเพื่อเพิ่มอัตราการไหลเป็น 3 เท่าของอัตราที่ไหลเมื่อมีต้นแรงดึงดูดของโลกเพียงอย่างเดียว
- ควรจะติดตั้งปั๊มในตำแหน่งใดถ้าไม่ต้องการให้ความดันในท่อที่จุดใดจุดหนึ่งลดลงต่ำกว่า -4.60 เมตรน้ำ
 - คำนวณ TDH และแรงม้าที่ปั๊มจะต้องเพิ่มให้แก่ น้ำ
 - เขียน Hydraulic gradient โดยไม่คิด Minor losses
12. ท่อเหล็กเหนียวขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 1200 มม. หนา 10 มม. ยาว 3.05 กิโลเมตร ใช้ส่งน้ำซึ่งมีอุณหภูมิ 20°C และความเร็วในการไหลเท่ากับ 1.8 เมตร/วินาที ถ้าประตุน้ำที่ปลายท่อปิดโดยใช้เวลา 2.5 วินาที จงหาความดันที่เพิ่มขึ้นจากระดับความดันเดิมเนื่องจากวอเตอร์แฮมเมอร์
13. ท่อเหล็กเหนียวขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 300 มม. หนา 5 มม. ยาว 320 เมตร ส่งน้ำจากอ่างเก็บน้ำ A ซึ่งมีระดับผิวน้ำ $+200.00$ ม. ไปสู่อ่างเก็บน้ำ B ซึ่งมีระดับผิวน้ำ $+72.50$ ม. สมมุติว่าประตุน้ำที่ปลายท่อปิดโดยใช้เวลา 30 วินาที จงหาความดันสูงสุดที่เกิดขึ้นเนื่องจากวอเตอร์แฮมเมอร์
14. ท่อเหล็กเหนียวขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 200 มม. หนา 8 มม. ส่งน้ำจากอ่างเก็บน้ำซึ่งมีระดับน้ำอยู่ที่ $+74.20$ ม. ปลายท่อซึ่งมีประตุน้ำติดตั้งอยู่อยู่ที่ระดับ $+35.50$ ม. ท่อยาว 2650 เมตร (ก) จงหาอัตราการไหลผ่านท่อเมื่อประตุน้ำเปิดเต็มที่ (ข) จงหาความดันที่จะเพิ่มขึ้นจากเดิมถ้าประตุน้ำที่ปลายท่อปิดโดยใช้เวลา 2 วินาที และ 20 วินาที



กราฟเฮดของระบบ (System Head Curve)

การเขียนกราฟเฮดของระบบ

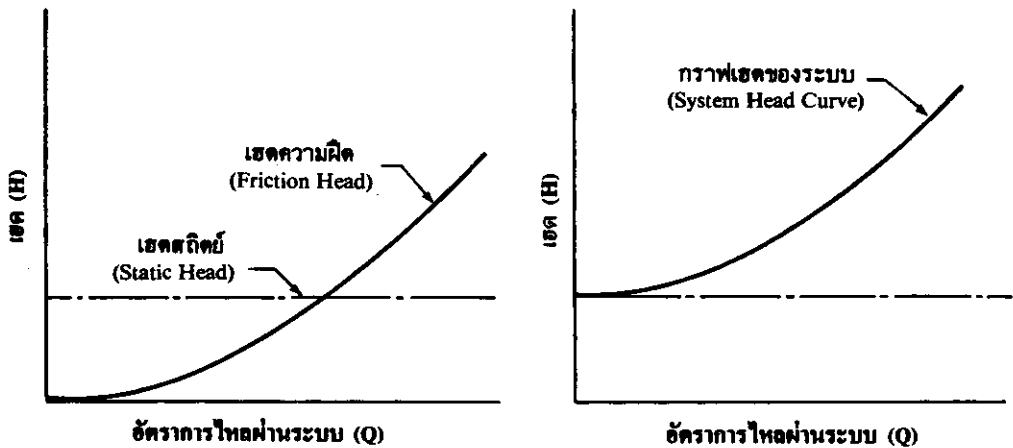
กราฟเฮดของระบบ (System Head Curve) คือกราฟซึ่งแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลผ่านระบบกับเฮดรวม (TDH) หรือ พลังงานที่ปั๊มจะต้องเพิ่มให้แก่ของเหลวเพื่อก่อให้เกิดการไหลนั้น พลังงานที่ปั๊มจะต้องให้ซึ่งบอกเป็นความสูงของแท่งของเหลว หรือเฮด มีค่าเท่ากับผลรวมของพลังงานสองอย่างด้วยกันคือ

(1) ความต่างระดับของของเหลวที่ปลายของท่อดูดและท่อจ่าย หรือ เฮดสถิตย (Static Head)

(2) พลังงานที่สูญเสียไปในการไหลผ่านระบบเนื่องมาจากความฝืดในเส้นท่อ (Friction Head Loss) รวมกับการสูญเสียในอุปกรณ์ของระบบท่อ และการสูญเสียอื่น ๆ (Minor Head Losses) เช่น การสูญเสียที่ปากทางเข้าและทางออก การสูญเสียที่ช่วงต่อที่มีการเปลี่ยนแปลงขนาดท่อ เป็นต้น การสูญเสียพลังงานส่วนนี้รวมเรียกว่า เฮดความฝืด

โดยทั่ว ๆ ไปแล้วความต่างระดับของของเหลวที่ปลายทั้งสองของระบบจะมีค่าคงที่ ยกเว้นมีการเปลี่ยนแปลงระดับที่ปลายข้างใดข้างหนึ่งหรือทั้งสองข้าง เช่น การสูบน้ำจากแม่น้ำซึ่งมีน้ำขึ้น-น้ำลง เป็นต้น ที่ปลายของท่อจ่ายอาจจะไม่ได้อยู่ได้ระดับของของเหลวแต่ต้องการให้มีความดันคงที่ระดับหนึ่งก็อาจจะถือว่าอยู่ได้ระดับของของเหลวได้ เช่น ต้องการให้มีความดันที่หัวสปริงเกลอร์ (Sprinkler) เท่ากับความสูงของแท่งน้ำ 10 เมตร ก็อาจถือว่าหัวสปริงเกลอร์อยู่ต่ำกว่าผิวน้ำ 10 เมตร เป็นต้น

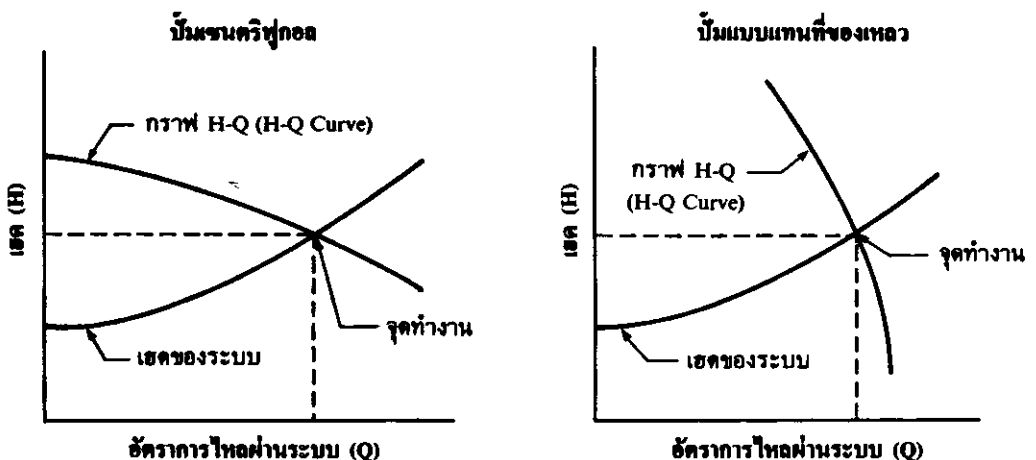
การเขียนกราฟเฮดของระบบอาจจะแยกเขียนพลังงานที่ปั๊มจะต้องเพิ่มให้แก่ของเหลวตามข้อ (1) และ (2) ข้างต้น ในกรณีที่ความต่างระดับของของเหลวมีค่าคงที่ กราฟของพลังงานส่วนนี้ก็จะเป็นเส้นราบขนานไปกับแกน X ซึ่งแทนอัตราการไหล สำหรับการสูญเสียพลังงานหรือเฮดในข้อ (2) นั้นจะเป็นสัดส่วนกับกำลังสองของอัตราการไหล ดังนั้นลักษณะของกราฟจะเป็นเส้นโค้งพาราโบลา เมื่อมีการเขียนแยกกัน กราฟของข้อ (1) เรียกว่า กราฟเฮดสถิตย (Static Head Curve) และกราฟข้อ (2) เรียกว่า กราฟเฮดความฝืด (Friction



รูปที่ 4.1 กราฟเฮดของระบบ (System Head Curve)

Head Curve หรือ Dynamic Head Curve) เมื่อรวมกราฟทั้งสองเข้าด้วยกันก็จะได้เป็น กราฟเฮดของระบบ (System Head Curve) ดังรูปที่ 4.1

กราฟเฮดของระบบที่มีช่วงอัตราการไหลครอบคลุมทุกสภาวะการทำงานจะช่วยให้สามารถเลือกปั๊มได้อย่างเหมาะสม กล่าวคือ เมื่อนำกราฟดังกล่าวไปเขียนบนสเกลเดียวกันกับกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการสูบกับเฮดหรือกราฟ H-Q ของปั๊ม จุดที่กราฟ H-Q ตัดกับกราฟเฮดของระบบจะเป็นจุดที่ปั๊มทำงาน ดังรูปที่ 4.2 โดยปกติกราฟ H-Q ของปั๊มจะมีเส้นแสดงประสิทธิภาพที่อัตราการสูบขนาดต่าง ๆ ไว้ด้วย ดังนั้น กราฟเฮดของระบบจะช่วยให้สามารถเลือกปั๊มให้การทำงานของปั๊มนั้นมีประสิทธิภาพอยู่ในระดับสูงตลอดช่วงการทำงานที่ต้องการได้



รูปที่ 4.2 การหาอัตราการสูบและเฮดที่ปั๊มจะทำงานโดยใช้กราฟเฮดของระบบและกราฟ H-Q

ในกรณีที่สภาพการทำงานของปั๊มมีการเปลี่ยนแปลง เช่น ระดับของของเหลวทางท่อดูดหรือท่อจ่ายมีการเปลี่ยนแปลง หรือมีการปรับขนาดช่องเปิดของประตูน้ำทางท่อจ่ายเพื่อให้อัตราการไหลพอเหมาะกับความต้องการที่เปลี่ยนไป กราฟเฮดของระบบก็จะช่วยให้ทราบรายละเอียดถึงผลกระทบของการเปลี่ยนแปลงนั้นต่อการทำงานของปั๊ม

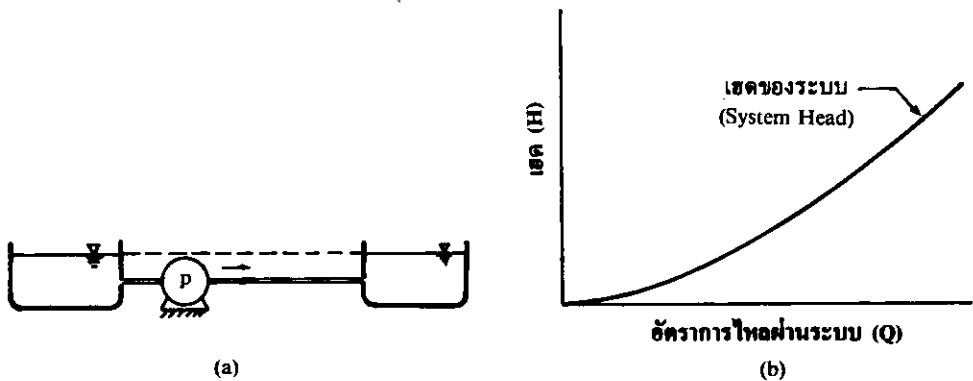
กราฟเฮดของระบบที่ถูกต้องเป็นสิ่งจำเป็น ถ้าต้องการทราบตำแหน่งที่ถูกต้องที่ปั๊มจะทำงานบนกราฟ H-Q เพราะว่าจุดดังกล่าวนี้เท่านั้นที่จะช่วยให้สามารถเลือกปั๊มที่เหมาะสมที่สุดและมีประสิทธิภาพสูงสำหรับงานที่ต้องการ ข้อผิดพลาดในการหาขนาดของปั๊มที่พบเสมอ ๆ ก็คือ การหาเฮดรวม (TDH) โดยประมาณแล้วบวก “ค่าความปลอดภัย” (Safety Factor) เข้ากับทั้งอัตราการสูบ (Q) และ TDH ที่หาได้ วิธีการดังกล่าวนี้ไม่ถูกต้อง กล่าวคือ ถ้าใช้ ค่าความปลอดภัยที่เหมาะสมกับ Q หรือ TDH เพียงอย่างเดียวก็อาจจะไม่มีผลเท่าใดนักเพราะปั๊มอาจจะยังคงทำงานในช่วงที่มีประสิทธิภาพสูงอยู่ แต่ถ้ารวมค่าดังกล่าวนี้เข้ากับทั้ง Q และ TDH แล้วปั๊มที่ต้องการอาจจะมีความใหญ่ขึ้นมาก ทำให้ค่าลงทุนครั้งแรกสูง และเสียค่าพลังงานที่ต้องใช้กับเครื่องชนิดต้นกำลังหรือมอเตอร์ไฟฟ้าสูงมากโดยไม่จำเป็น นอกจากนี้ปั๊มที่เลือกมานั้นอาจจะไม่เหมาะสมในแง่ของชลศาสตร์ เพราะว่าปั๊มขนาดใหญ่เมื่อนำมาใช้งานที่อัตราการสูบต่ำกว่าขนาดพอเหมาะของปั๊มมาก ๆ จะทำให้เกิดเสียงดัง อย่างไรก็ตาม เรื่องเสียงจากปั๊มที่มีขนาดเกินพอเหมาะนี้ไม่ร้ายแรงเหมือนการสิ้นเปลืองพลังงานเพราะแก้ไขได้โดยการลดจำนวนรอบการหมุนลงจนกระทั่งได้ เฮด หรืออัตราการไหลเท่ากับที่ต้องการ ในกรณีดังกล่าวนี้ปั๊มจะทำงานโดยมีระดับเสียงน้อยกว่าปั๊มที่มีขนาดเหมาะสมเสียอีก แต่สิ่งที่แน่นอนก็คือ ประสิทธิภาพในการทำงานจะต่ำมาก

ลักษณะของกราฟเฮดของระบบ

ดังได้กล่าวแล้วว่า กราฟเฮดของระบบ เป็นผลรวมของกราฟเฮดสถิตย (Static Head Curve) กับกราฟเฮดความฝืด (Friction Head Curve) ทั้งสองอย่างนี้ขึ้นอยู่กับลักษณะการติดตั้งและส่วนประกอบของระบบซึ่งพอจะแบ่งแยกออกได้ดังนี้ คือ

1. ระบบที่ไม่มีเฮดสถิตย
2. ระบบที่เฮดส่วนใหญ่เป็นเฮดสถิตย
3. ระบบที่มีทั้งเฮดสถิตยและเฮดความฝืด
4. ระบบที่มีเฮดเนื่องจากแรงดึงดูดของโลก (Gravity Head)
5. ระบบที่มีท่อ 2 ขนาด
6. ระบบซึ่งมีเฮดสถิตย (Static Head) สองค่า
7. เมื่อมีการปรับอัตราการไหลทางท่อจ่าย
8. เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงเฮดสถิตย

1) ระบบที่ไม่มีเฮดสถิตย ลักษณะทั่ว ๆ ไปของระบบนี้แสดงไว้ดังรูป 4.3 (a) ขอให้สังเกตว่า

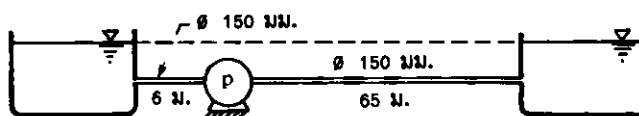


รูปที่ 4.3 ระบบเครื่องสูบน้ำและกราฟเฮดของระบบที่ไม่มีเฮดสถิตย์

ระดับของของเหลวทางด้านดูดเท่ากับกับทางด้านจ่าย ดังนั้นพลังงานที่ปั๊มจะต้องให้แก่ของเหลวก็จะมีแต่ที่ต้องเอาชนะความเสียดทานเพียงอย่างเดียว โดยปกติแล้วถ้าอัตราการสูบน้ำของปั๊มมีค่าคงที่ก็ไม่จำเป็นต้องสร้างกราฟเฮดของระบบ กล่าวคือเพียงแต่นำอัตราการสูบน้ำนั้นมาคำนวณการสูญเสียเฮด (Head Losses) รวมทั้งหมดจากปลายท่อดูดถึงปลายท่อจ่าย จากอัตราการสูบน้ำและค่า TDH ที่คำนวณได้ก็สามารถนำไปเลือกขนาดของปั๊มได้ อย่างไรก็ตาม ถ้าหากต้องการปรับอัตราการไหลผ่านระบบก็จำเป็นต้องทราบเฮด รวมทั้งอัตราการสูบน้ำสูงสุดและต่ำสุด เพื่อจะสามารถตรวจสอบได้ว่าในช่วงดังกล่าวอยู่น้อยในขอบเขตการทำงานของปั๊มที่เหมาะสมหรือไม่

ตัวอย่างที่ 4.1

จงสร้างกราฟเฮดของระบบสูบน้ำดังแสดงในรูป สมมุติว่าน้ำมีอุณหภูมิ 20°C และอัตราการสูบน้ำสูงสุดไม่เกิน 150 ลิตร/วินาที ท่อที่ใช้เป็นท่อเหล็กเหนียว



วิธีทำ

$$\begin{aligned}
 \text{ท่อเหล็กเหนียว} \quad \epsilon &= 0.045 \text{ มม.} \\
 D &= 150 \text{ มม.} \\
 \epsilon/D &= 0.045/150 = 0.0003 \\
 A &= \frac{\pi}{4} \left(\frac{150}{1000} \right)^2 = 0.0177 \text{ ม.}^2 \\
 L &= 6 + 65 = 71 \text{ ม.}
 \end{aligned}$$

การเสียเฮดในระบบท่อ

$$\text{ก. ที่ปากทางเข้า (รูปที่ 3.5)} = 0.5 \frac{V^2}{2g}$$

$$\text{ข. ที่ทางออก} = \frac{V^2}{2g}$$

$$\text{ค. ในเส้นท่อ} = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2g}$$

$$\begin{aligned} \text{การเสียเฮดทั้งหมด TDH} &= (0.5 + 1.0 + f \cdot \frac{L}{D}) \frac{V^2}{2g} \\ &= (1.5 + \frac{71}{0.150} \cdot f) \left(\frac{Q}{0.0177} \right)^2 \times \frac{1}{2 \times 9.81} \end{aligned}$$

$$\text{TDH} = 162.69 (1.5 + 473.3f) Q^2 \quad \text{.....(1)}$$

$$\text{Reynolds number, } R_e = \frac{VD}{\nu}$$

$$\text{น้ำที่ } 20^\circ\text{C, } \nu = 1.011 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

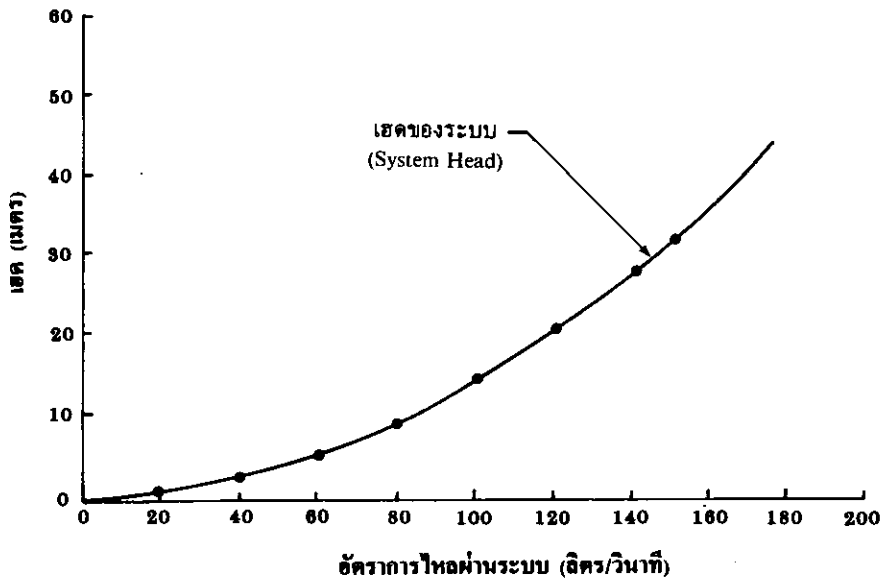
$$\text{ดังนั้น } R_e = \left(\frac{Q}{0.0177} \right) \frac{0.150}{1.011 \times 10^{-6}}$$

$$R_e = 8.382 \times 10^6 Q \quad \text{.....(2)}$$

จากนี้คำนวณค่าของ R_e หาค่า f และคำนวณ TDH ในสมการ (1) โดยการสมมุติค่า Q เพิ่มขึ้นตามลำดับจาก 0 ถึง 150 ลิตร/วินาที ดังแสดงในตาราง

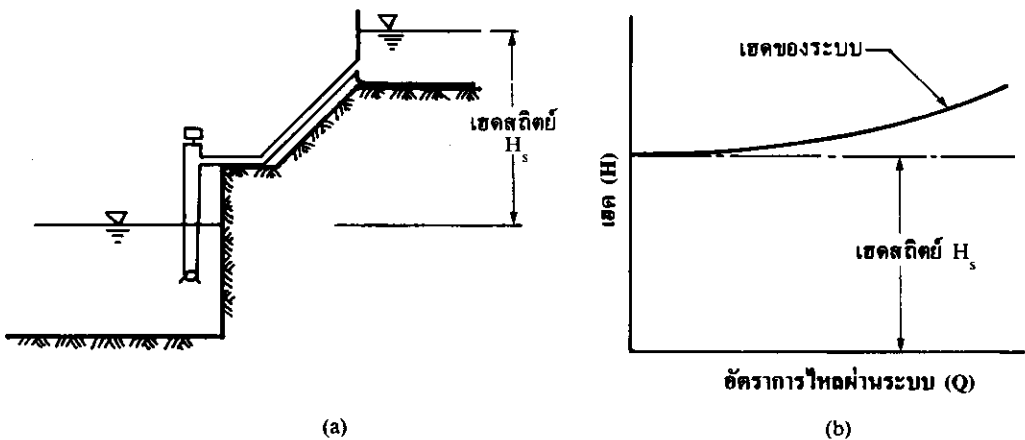
Q -ม ³ /วินาที	$R_e = 8.382 \times 10^6 Q$	f	$\text{TDH} = 162.69 (1.5 + 473.3f) Q^2$ เมตร
0.00	0	-	0
0.02	1.676×10^5	0.0180	0.65
0.04	3.353×10^5	0.0166	2.43
0.06	5.029×10^5	0.0161	5.34
0.08	6.706×10^5	0.0159	9.40
0.10	8.382×10^5	0.0156	14.45
0.12	1.006×10^6	0.0155	20.70
0.14	1.173×10^6	0.0154	28.03
0.15	1.257×10^6	0.0153	32.00

นำค่าที่ได้ในตารางข้างสุดท้ายมาเขียนกราฟแสดงความสัมพันธ์กับค่าอัตราการสูบในช่องแรกของตารางจะได้กราฟเฮดของระบบ ดังรูป

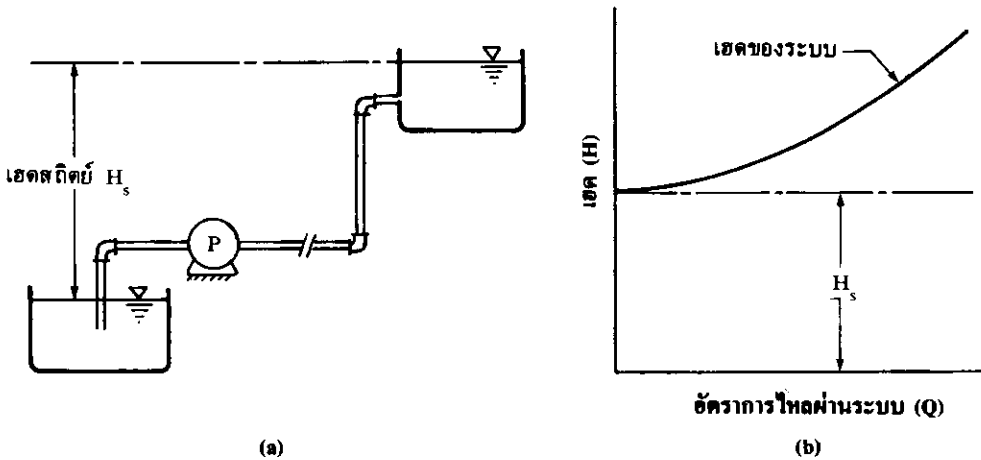


กราฟเฮดของระบบของตัวอย่างที่ 4.1

- 2) ระบบที่เฮดส่วนใหญ่เป็นเฮดสถิตย์ ลักษณะทั่ว ๆ ไปของระบบนี้แสดงไว้ในรูปที่ 4.4 (a) และกราฟเฮดของระบบแสดงไว้ในรูป 4.4 (b)



รูปที่ 4.4 ระบบเครื่องสูบน้ำและกราฟเฮดของระบบที่เฮดส่วนใหญ่เป็นเฮดสถิตย์



รูปที่ 4.5 ระบบเครื่องสูบน้ำที่มีทั้งเฮดสถิตยและเฮดความฝืด และกราฟเฮดของระบบ

ลักษณะของระบบเช่นที่กล่าวนี้จะมีเฮดสถิตยเป็นหลัก มีท่อที่มีความยาวไม่มากนัก ดังนั้น กราฟเฮดของระบบจะค่อนข้างแบน การเลือกปั๊มเพื่อใช้กับระบบที่มีลักษณะแบบนี้อาจจะทำได้โดยการคำนวณเพียงจุดเดียวบนกราฟเฮดของระบบ เช่นเดียวกันกับระบบที่ไม่มีเฮดสถิตย

3) ระบบที่มีทั้งเฮดสถิตยและเฮดความฝืด ลักษณะของระบบที่มีทั้งเฮดสถิตย เฮดความฝืดแสดงไว้ในรูปที่ 4.5 (a) และกราฟเฮดของระบบแสดงไว้ในรูปที่ 4.5 (b)

ระบบเครื่องสูบน้ำแบบนี้เป็นระบบที่ใช้กันมากที่สุด ข้อที่แตกต่างจากแบบที่ 2 ก็คือมีความยาวของท่อเพิ่มขึ้นจนกระทั่งเฮดความฝืดไม่ต่างจากเฮดสถิตยมาก การเลือกปั๊มอาจทำได้โดยการคำนวณเพียงจุดเดียวบนกราฟเฮดของระบบ เว้นแต่ว่าสภาพของระบบเปลี่ยนไป หรือต้องการปรับอัตราการไหลทางด้านจ่ายของปั๊ม ในกรณีเช่นนี้ก็อาจจำเป็นต้องมีการคำนวณเพิ่มเติมของแต่ละกรณีอีก

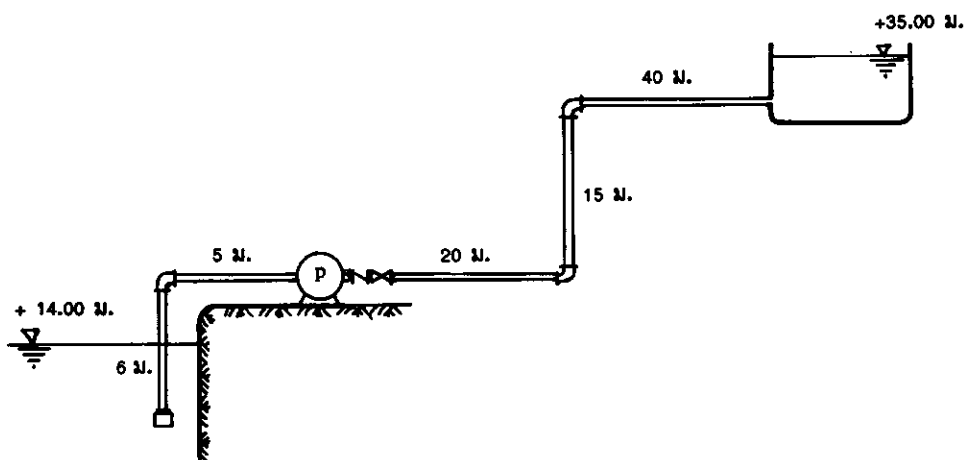
ตัวอย่างที่ 4.2

จงหากราฟเฮดของระบบสูบน้ำดังแสดงในรูป สมมุติว่าท่อที่ใช้เป็นท่อเหล็กหล่อ ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 200 มม. โดยตลอด อุปกรณ์ทางท่อประกอบด้วยฟุตวาล์ว (Foot Valve $K = 0.8$) อุปกรณ์ทางท่อจ่ายประกอบด้วยเชควาล์ว (Check Valve $K = 2.0$) และ Gate Valve ($K = 0.08$) อัตราการสูบสูงสุด $0.20 \text{ m}^3/\text{วินาที}$ น้ำมีอุณหภูมิ 25°C การต่อท่อและอุปกรณ์ทั้งหมดเป็นแบบหน้างาน

วิธีทำ

ท่อเหล็กหล่อ : $\epsilon = 0.260 \text{ มม.}$

$$\epsilon/D = 0.260/200 = 0.0013$$



$$A = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi (200)^2}{4 \times 1000} = 0.0314 \text{ ตร.เมตร}$$

$$L = 6 + 5 + 20 + 15 + 40 = 86 \text{ เมตร}$$

การเสียเฮด (Head loss):

1. ที่ปลายท่อดูด $= 0.8 \frac{V^2}{2g}$
2. ข้องอ 90° 3 แห่ง $= 3 \times 0.26 \frac{V^2}{2g} = 0.78 \frac{V^2}{2g}$
3. เซควาล์ว $= 2.0 \frac{V^2}{2g}$
4. Gate Valve $= 0.08 \frac{V^2}{2g}$
5. ทางออก $= \frac{V^2}{2g}$
6. ในเส้นท่อยาวรวม 86 เมตร $= f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2g}$
 $= f \times \frac{86}{0.200} \frac{V^2}{2g}$
 $= 430 f \frac{V^2}{2g}$

การเสียเฮดความฝืดในระบบทั้งหมด

$$\begin{aligned} H_f &= (0.8 + 0.78 + 2.0 + 0.08 + 1.0 + 430 f) \frac{V^2}{2g} \\ &= (4.66 + 430f) \frac{V^2}{2g} \\ &= (4.66 + 430f) \left(\frac{Q}{0.0314} \right)^2 \times \frac{1}{2 \times 9.81} \end{aligned}$$

$$H_f = 51.69 (4.66 + 430f) Q^2 \dots\dots\dots (1)$$
$$\text{และ} \quad TDH = H_f + H_s = H_f + 21 \dots\dots\dots (2)$$
$$\text{Reynolds number, } R_e = \frac{VD}{\nu}$$

น้ำที่ 25°C $\nu = 0.907 \times 10^{-6} \text{ ม.}^2/\text{วินาที}$

ดังนั้น $R_e = \left(\frac{Q}{0.0314}\right) \times \frac{0.200}{0.907 \times 10^{-6}}$

$$R_e = 7.022 \times 10^6 Q \dots\dots\dots (3)$$

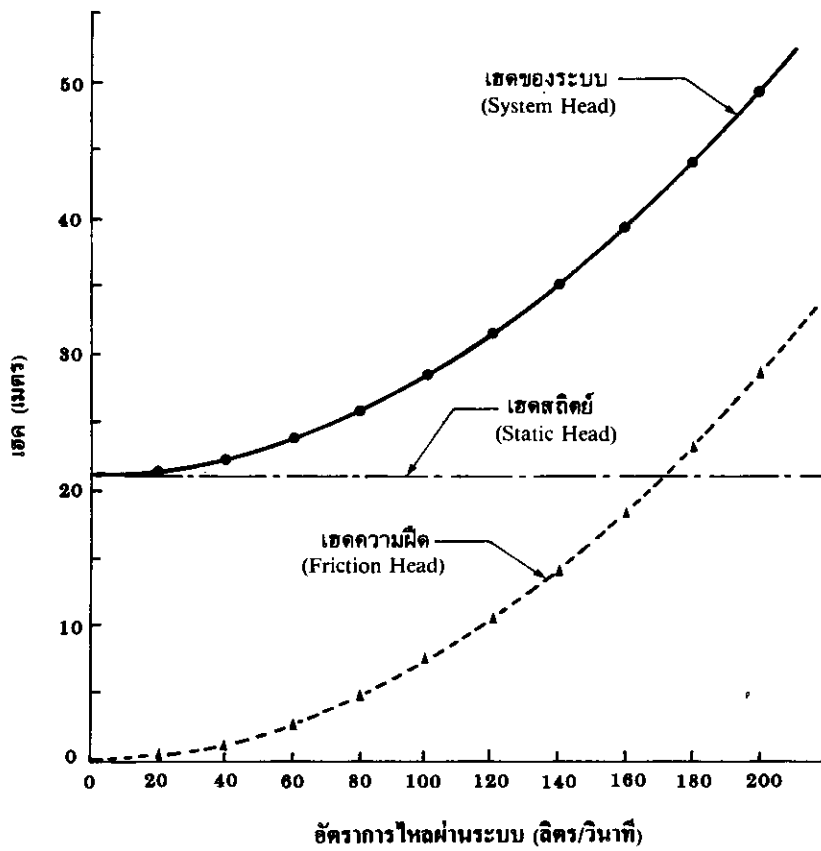
การคำนวณค่า R_e เพื่อหาค่าสัมประสิทธิ์ของความฝืด f และการสูญเสียพลังงานในระบบท่อรวมสำหรับค่า Q ขนาดต่าง ๆ ได้แสดงไว้ในตาราง

Q ม ³ /วินาที	$R_e =$ $7.022 \times 10^6 Q$	f	$H_f =$ $51.69 (4.66 + 430f) Q^2$	$TDH = H_f + 21$ เมตร
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)
0	0	-	0	21.00
0.02	1.404×10^5	0.0228	0.30	21.30
0.04	2.809×10^5	0.0220	1.17	22.17
0.06	4.213×10^5	0.0218	2.61	23.61
0.08	5.618×10^5	0.0214	4.58	25.58
0.10	7.022×10^5	0.0211	7.10	28.10
0.12	8.426×10^5	0.0210	10.19	31.19
0.14	9.831×10^5	0.0210	13.87	34.87
0.16	1.123×10^6	0.0210	18.11	39.11
0.18	1.264×10^6	0.0210	22.93	43.93
0.20	1.404×10^6	0.0210	28.30	49.30

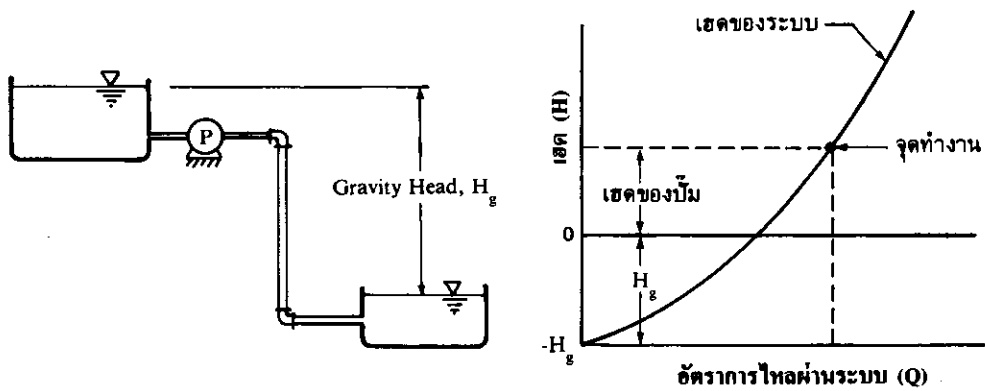
ตัวเลขที่แสดงในช่องที่ 4 ของตารางเป็นเฮดความฝืดเพียงอย่างเดียว แต่ระบบสูบน้ำที่กำหนดให้มีเฮดสถิตยอีก 21 เมตร ดังนั้น จะต้องนำค่านี้ไปรวมกับเฮดความฝืดแล้วจึงนำไปเขียนเป็นกราฟเฮดของระบบ หรืออาจจะเขียนกราฟของเฮดความฝืดและเฮดสถิตยแยกกัน แล้วจึงนำมารวมกันเป็นกราฟของระบบภายหลังก็ได้เช่นเดียวกัน

4. ระบบที่มีเฮดเนื่องจากแรงดึงดูดของโลก (Gravity Head) ลักษณะและกราฟเฮดของระบบนี้แสดงไว้ในรูปที่ 4.6

ในระบบที่มีเฮดเนื่องจากแรงดึงดูดของโลก การไหลจะเกิดขึ้นได้โดยไม่ต้องใช้ปั๊ม แต่ทั้งนี้เฮดความ



กราฟเฮดของระบบของตัวอย่างที่ 4.2

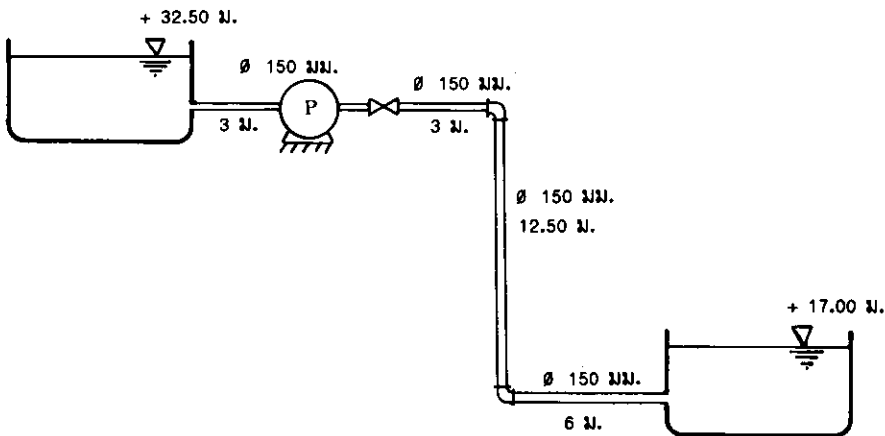


รูปที่ 4.6 ระบบเครื่องสูบน้ำที่มีเฮดเนื่องจากแรงดึงดูดของโลก (Gravity Head) และกราฟเฮดของระบบนี้

ผิด (Friction Head) จะต้องไม่มากกว่าเฮดเนื่องจากแรงดึงดูดของโลก (Gravity Head) ดังนั้นจะให้ปั๊มทำงานก็ต่อเมื่อต้องการให้อัตราการไหลมากกว่าอัตราที่ไหลเองโดยอาศัยแรงดึงดูดของโลก ในกรณีนี้เฮดของปั๊มก็จะเท่ากับเฮดความผิดเฉพาะส่วนที่มากกว่าแรงดึงดูดของโลกเท่านั้น ข้อควรระวังในการนำกราฟเฮดของระบบนี้ไปเลือกปั๊มก็คือ จะต้องนำเฉพาะส่วนที่เฮดเริ่มจากศูนย์ขึ้นไปมาพิจารณาเท่านั้น

ตัวอย่างที่ 4.3

จงหากราฟเฮดของระบบสูบน้ำดังแสดงในรูป สมมุติว่าท่อที่ใช้เป็นท่อเหล็กชุบสังกะสี (Galvanized iron) อุปกรณ์ทางท่อจ่ายมีประตูน้ำแบบ Gate Valve 1 อัน และถ้าต้องการให้อัตราการสูบสูงสุดเท่ากับ 250 ลิตร/วินาที จงหา Whp ของปั๊ม สมมุติว่าน้ำมีอุณหภูมิ 30°C



วิธีทำ

ท่อเหล็กชุบสังกะสี : $\epsilon = 0.150$ มม.

$$\epsilon/D = 0.150/150 = 0.001$$

$$A = \frac{\pi}{4} \left(\frac{150}{1000} \right)^2 = 0.0177 \text{ ตร.เมตร}$$

$$L = 3 + 3 + 12.5 + 6 = 24.5 \text{ เมตร}$$

การสูญเสียเฮด คำนวณโดยใช้ค่า K จากรูปที่ 3.5 :

1. ที่ปากทางเข้า $= 0.5 \frac{V^2}{2g}$
2. ประตูน้ำ $= 0.11 \frac{V^2}{2g}$
3. ข้องอ 90° - 2 แห่ง $= 2 \times 0.27 \frac{V^2}{2g} = 0.54 \frac{V^2}{2g}$

$$4. \text{ ทางออก} = \frac{V^2}{2g}$$

$$5. \text{ ในเส้นท่อยาว 24.5 เมตร} = f \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2g} = f \times \frac{24.5}{0.150} \frac{V^2}{2g}$$

$$= 163.3 f \cdot \frac{V^2}{2g}$$

รวมเฮดความฝืดในระบบท่อ

$$H_f = (0.50 + 0.11 + 0.54 + 1.0 + 163.3f) \frac{V^2}{2g}$$

$$= (2.15 + 163.3f) \frac{V^2}{2g} = (2.15 + 163.3f) \left(\frac{Q}{0.0177} \right)^2 \times \frac{1}{2 \times 9.81}$$

$$H_f = 162.7 (2.15 + 163.3f) Q^2 \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$TDH = H_f + H_g = H_f - 15.50 \quad \dots\dots\dots (2)$$

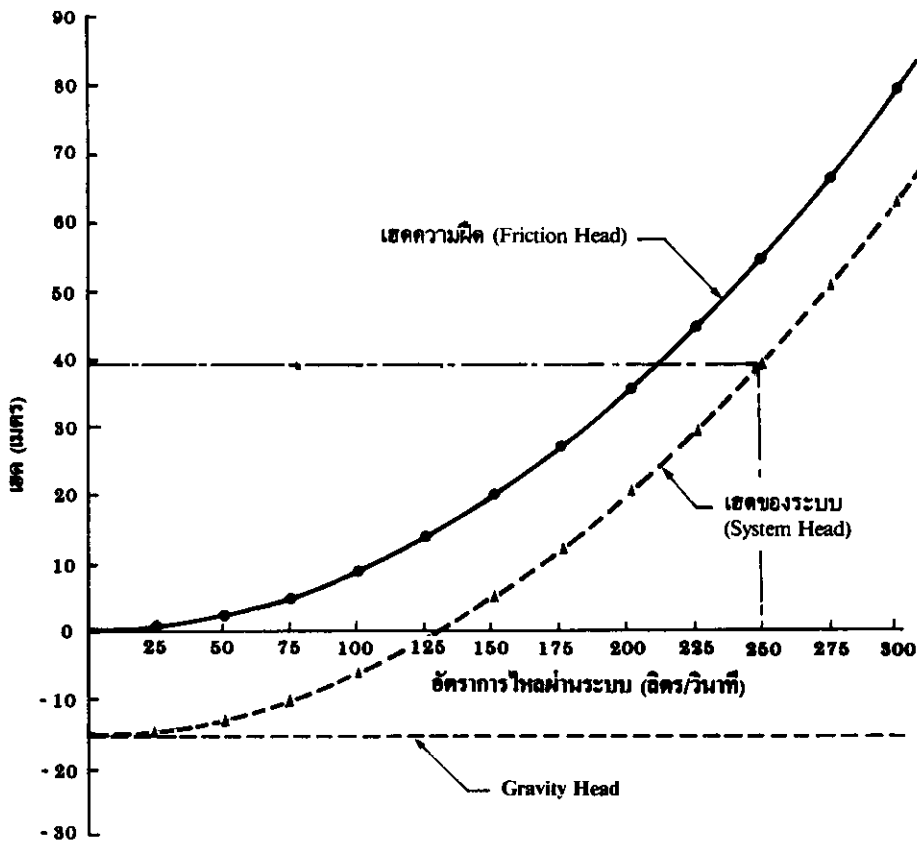
$$\text{Reynolds number, } R_e = \frac{VD}{\nu}$$

จากตารางที่ 2.1 สำหรับน้ำที่ 30°C, $\nu = 8.03 \times 10^{-7}$ ม.²/วินาที

$$\text{ดังนั้น } R_e = \frac{Q}{0.0177} \times \frac{0.150}{8.03 \times 10^{-7}}$$

$$R_e = 1.055 \times 10^7 Q \quad \dots\dots\dots (3)$$

Q ม ³ /วินาที	$R_e =$ $1.055 \times 10^7 Q$	f	$H_f =$ $162.7 (2.15 + 163.3 f) Q^2$	TDH = $H_f - 15.50$ (เมตร)
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)
0	0	—	0	- 15.50
0.025	2.637×10^5	0.0210	0.57	- 14.93
0.050	5.275×10^5	0.0203	2.20	- 13.30
0.075	7.912×10^5	0.0200	4.96	- 10.54
0.100	1.055×10^6	0.0200	8.81	- 6.69
0.125	1.319×10^6	0.0199	13.73	- 1.77
0.150	1.582×10^6	0.0199	19.77	4.27
0.175	1.846×10^6	0.0199	26.90	11.40
0.200	2.110×10^6	0.0198	35.03	19.53
0.225	2.374×10^6	0.0198	44.34	28.84
0.250	2.637×10^6	0.0198	57.74	<u>39.24</u>
0.275	2.901×10^6	0.0198	66.24	50.74
0.300	3.165×10^6	0.0198	78.83	63.33

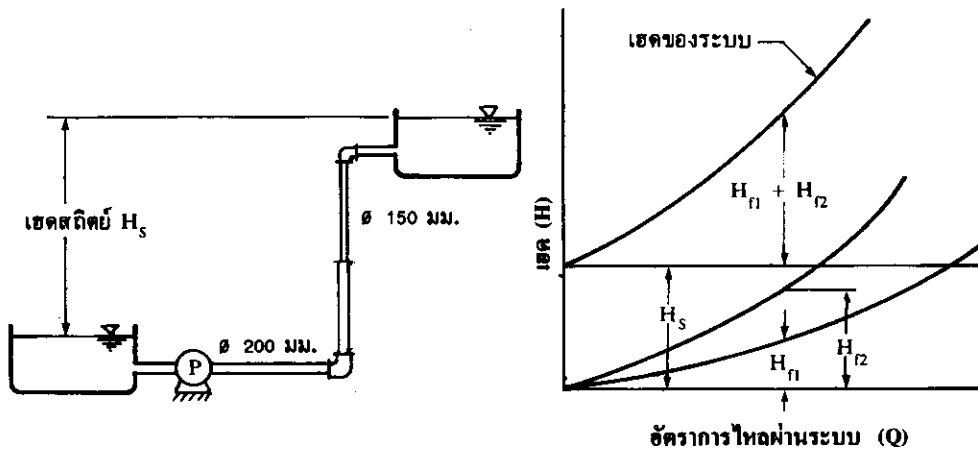


กราฟเฮดของระบบของตัวอย่างที่ 4.3

จากกราฟเฮดของระบบจะได้ว่าอัตราการไหลสูงสุดโดยไม่ต้องใช้ปั๊มมีค่าประมาณ 133 ลิตร/วินาที และถ้าต้องการให้อัตราการไหลเท่ากับ 250 ลิตร/วินาทีแล้ว เฮดที่ปั๊มจะต้องเพิ่มให้แก่ของเหลว หรือ TDH ของปั๊มจะเท่ากับ 39.24 เมตร

$$\begin{aligned}
 \text{Whp} &= \frac{Q \cdot \text{TDH}}{273} \\
 &= \frac{0.250 \times 60 \times 60 \times 39.24}{273} \\
 &= 129.4 \text{ แรงม้า}
 \end{aligned}$$

5) ระบบที่มีท่อ 2 ขนาด ในกรณีที่ท่อของระบบส่งน้ำมีหลายขนาด การหาการสูญเสียเฮดของระบบอาจจะแยกกันเป็นของแต่ละขนาดแล้วจึงนำมารวมกันภายหลังเป็นกราฟเฮดของระบบก็ได้ วิธีนี้จะสะดวกถ้ามีตารางที่บอกค่าการสูญเสียเฮดตามขนาดของท่อและอัตราการไหลไว้แล้วดังเช่นตาราง A-1

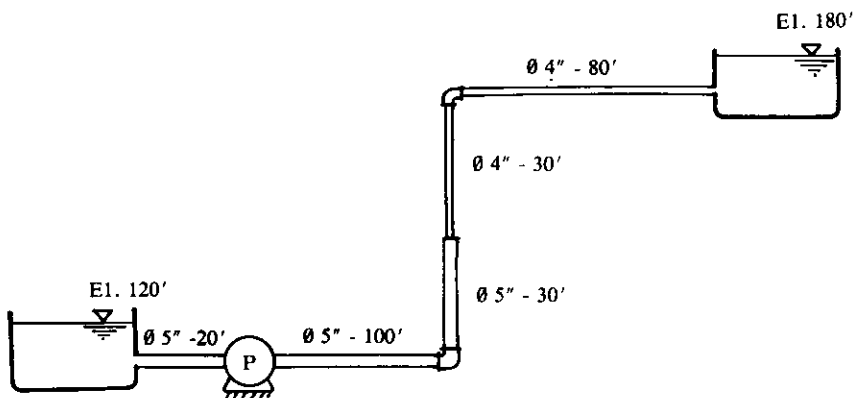


รูปที่ 4.7 ระบบและกราฟเฮดของระบบที่มีท่อ 2 ขนาด

ในภาคผนวก สำหรับการคิดค่าเสียเฮดในอุปกรณ์ท่อ (Minor losses) นั้นจำเป็นต้องใช้วิธีหาความยาวเทียบเท่าของอุปกรณ์แต่ละตัวมาเป็นความยาวของท่อตรงดังแสดงไว้ในตัวอย่างที่ 3.6 รูปร่างลักษณะของระบบสูบน้ำแบบนี้ และกราฟเฮดของระบบได้แสดงไว้ในรูปที่ 4.7 ขอให้สังเกตว่าเฮดบนกราฟที่จุดใดจุดหนึ่งจะเท่ากับผลรวมของเฮดสถิตยกับเฮดความฝืดในท่อแต่ละขนาดที่มีอัตราการไหลเท่ากัน

ตัวอย่างที่ 4.4

จงหากราฟเฮดของระบบสูบน้ำดังแสดงในรูป สมมติว่าการสูญเสียพลังงานเฉพาะแห่ง (Local Losses) มีค่าน้อยจนอาจตัดทิ้งได้ ท่อที่ใช้เป็นท่อเหล็กเหนียว (Commercial Steel-Schedule 40) อัตราการสูบสูงสุดไม่เกิน 1000 อเมริกันแกลลอนต่อนาที (U.S. gpm)

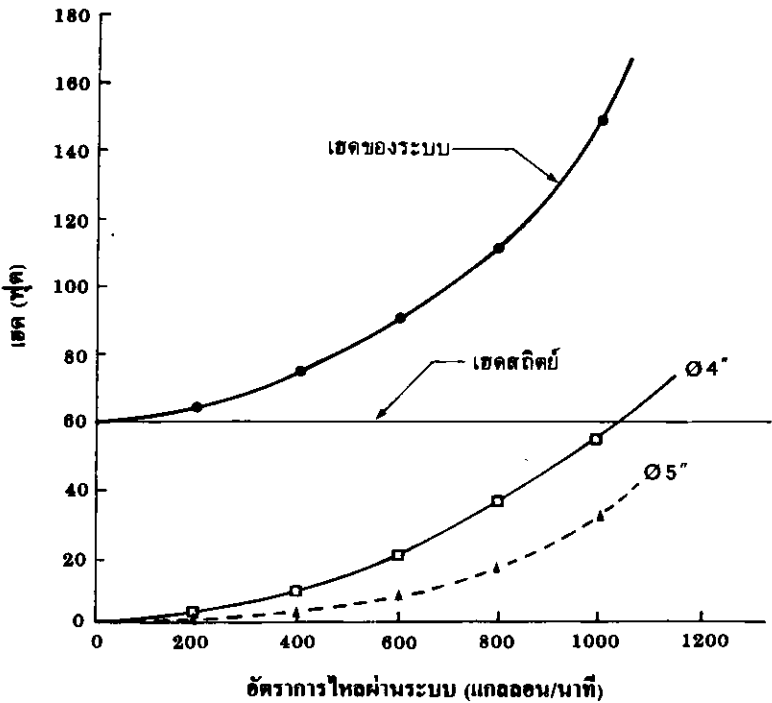


วิธีทำ

ความยาวของท่อ ๕" ยาวรวม 150 ฟุต
๕" ยาวรวม 110 ฟุต
สมมุติว่าน้ำมีอุณหภูมิ 60°F
จากตารางในภาคผนวก การสูญเสียพลังงานสำหรับอัตราการไหลขนาดต่าง ๆ มีดังนี้

ค่าเสดความฝืด (Friction Head) จากตาราง

Q gpm	ท่อขนาด 4 นิ้ว		ท่อขนาด 5 นิ้ว		$H_{f_{4''}} + H_{f_{5''}} + H_s$
	$H_f/100'$	$H_f/110'$	$H_f/100'$	$H_f/150'$	
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)
0	0	0	0	0	60.00
200	2.27	2.50	0.74	1.11	63.61
400	8.47	9.32	2.72	4.08	73.40
600	18.60	20.46	5.88	8.82	89.28
800	32.40	35.64	10.22	15.33	110.97
1000	50.20	55.22	22.50	33.75	148.97



กราฟเสดของระบบของตัวอย่างที่ 4.4

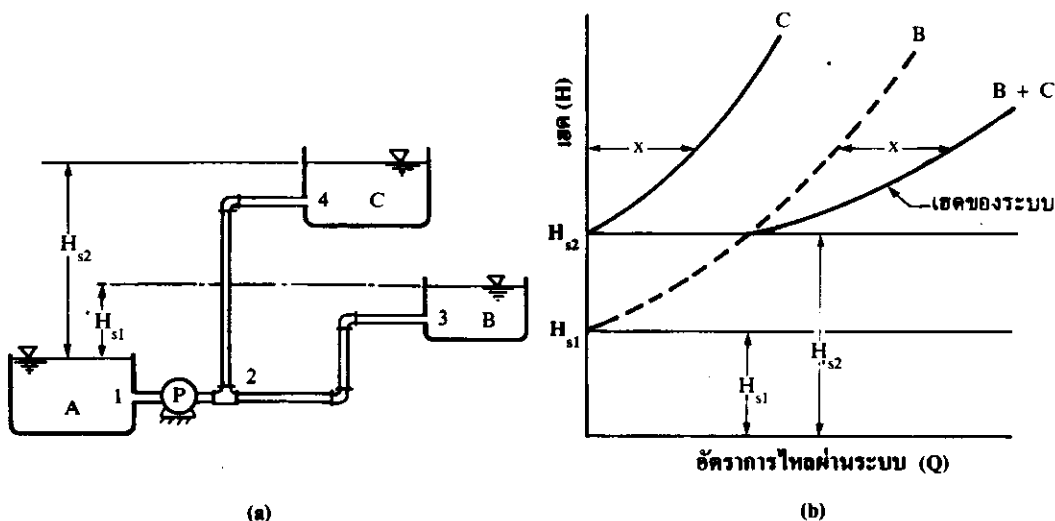
หมายเหตุ

1. ตัวเลขในช่องที่ (2) และ (4) เป็นค่าที่ได้จากการการเสียเสด (Head loss) ต่อความยาวของท่อ 100 ฟุต
2. ตัวเลขในช่องที่ (3) และ (5) เป็นค่าที่ปรับให้ตรงกับความเร็วจริงของท่อ
3. ตัวเลขในช่องที่ (6) เป็นผลรวมของตัวเลขในช่องที่ (3), (5) และเสดสถิตย (Static Head) H_s อีก 60 ฟุต

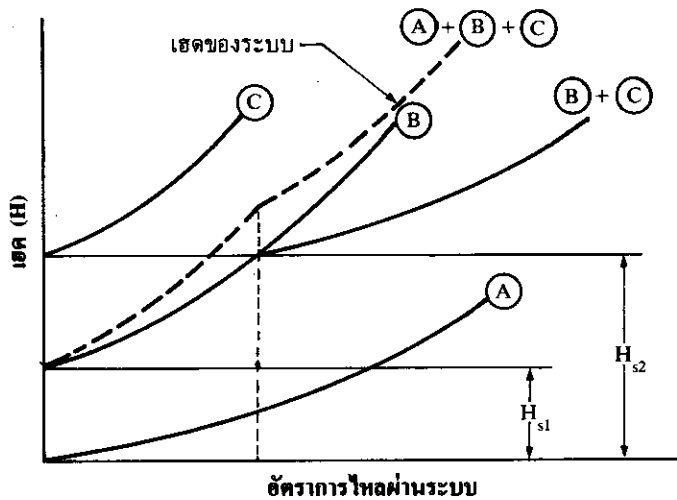
๑) ระบบซึ่งมีเสดสถิตย (Static Head) สองค่า ในกรณีที่ระบบเครื่องสูบน้ำมีเสดสถิตยที่แตกต่างกัน 2 ค่าดังเช่นรูปที่ 4.8 (a) การหากราฟเสดของระบบอาจจะทำได้โดยการแบ่งระบบทั้งหมดออกเป็นส่วนย่อย ๆ ทำการหาการเสดของแต่ละส่วนแล้วนำมารวมกันเป็นกราฟเสดของระบบในภายหลัง

ตัวอย่างในรูปที่ 4.8 (a) ของเหลวจากอ่าง A ถูกปั๊มส่งไปยังอ่าง B และ C แต่เนื่องจากอ่าง C มีระดับสูงกว่าอ่าง B ดังนั้น ถ้าเสดของปั๊มต่ำกว่าระดับของของเหลวในอ่าง C ของเหลวจะไหลไปยัง B เพียงอย่างเดียว แต่ถ้าเสดของปั๊มสูงกว่าระดับของของเหลวในอ่าง C แล้วของเหลวจะไหลไปหาทั้งอ่าง B และ C

ตามตัวอย่างในรูป ถ้าสมมุติว่าความยาวท่อจากอ่าง A ไปสู่ทางแยกที่จุด (2) สั้นมากจนอาจยกเว้นเสดความผิดในขั้นนี้ได้ ก็จะได้กราฟเสดของระบบดังรูปที่ 4.8 (b) ในรูปนี้เสดของระบบเขียนแยกกันเป็นสองส่วน คือ จากทางแยกไปยังอ่าง B ได้กราฟเส้น B และจากทางแยกไปยังอ่าง C ได้กราฟเส้น C ในขณะที่เสดเพิ่มขึ้นจากระดับของของเหลวในอ่าง C หรือ H_{s2} ของเหลวก็จะเริ่มไหลเข้าไปสู่อ่าง C ดังนั้นกราฟเสดของระบบจะเริ่มมีการเปลี่ยนแปลงตั้งแต่เสดเท่ากับ H_{s2} เป็นต้นไป โดยอัตราการไหลผ่านปั๊มจะเท่ากับผลรวมของการไหลไปยังอ่าง B กับอ่าง C กราฟในช่วงนี้จะเป็นการรวมทางด้านอัตราการไหลของกราฟ B และ C ที่ค่าเสดอันเดียวกัน



รูปที่ 4.8 ระบบและกราฟเสดของระบบที่มีเสดของสถิตยสองค่า

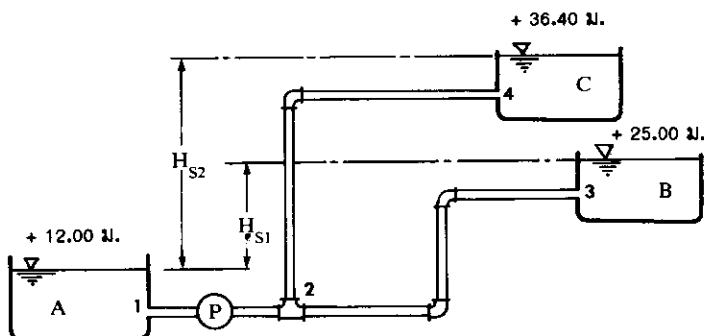


รูปที่ 4.9 กราฟเฮดของระบบที่มีเฮดสถิตยสองค่า

ในกรณีที่ระยะทางจากอ่าง A หรือจากปั๊มไปถึงทางแยกมีความยาวและจำเป็นต้องคิดการเสียเฮด การหากราฟเฮดของระบบก็จะต้องหากราฟเฮดของส่วนนี้แล้วนำไปรวมกับผลรวมของเส้น B และ C ที่ได้ในตอนแรก ก็จะได้กราฟเฮดของระบบตามต้องการดังรูปที่ 4.9 ขอให้สังเกตว่าเส้น A ไปรวมกับ (B + C) โดยรวมเฮดที่อัตราการไหลเท่ากันเข้าด้วยกัน

ตัวอย่างที่ 4.5

จงหากราฟเฮดรวมของระบบสูบน้ำดังรูป



รายละเอียดของระบบสูบน้ำดังกล่าวมีดังนี้

1. ท่อทั้งหมดเป็นท่อापสังกะสี ($\epsilon = 0.150$ มม.) ต่อแบบหน้าจาน
2. จาก (1) ถึง (2) เป็นท่อขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 200 มม. ยาว 3.0 เมตร

3. จาก (2) ถึง (3) เป็นท่อขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 150 มม. ยาว 55 เมตร
4. จาก (2) ถึง (4) เป็นท่อขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 150 มม. ยาว 70 เมตร
5. การสูญเสียพลังงานจากช่วง (1) ถึง (2) ถือว่าน้อยมากจนอาจตัดทิ้งได้
6. อัตราการสูบสูงสุดไม่เกิน 400 ลิตร/วินาที
7. น้ำมีอุณหภูมิ 20°C ($\nu = 1.011 \times 10^{-6}$ ม.²/วินาที)

วิธีทำ

จาก (2) ถึง (3) และ (4) $\epsilon/D = 0.150/150 = 0.001$

$$A = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi}{4} \times \left(\frac{150}{1000}\right)^2 = 0.0177 \text{ ตร.เมตร}$$

เฮดความฝืดจาก (2) ถึง (3)

1. ขั้วต่อสามทาง (ทางตรง) $= 0.11 \frac{V^2}{2g}$
2. ข้องอ 90° - 2 แห่ง $= 2 \times 0.27 \frac{V^2}{2g} = 0.54 \frac{V^2}{2g}$
3. ทางออก $= \frac{V^2}{2g}$
4. ในเส้นท่อยาว 55 เมตร $= f \times \frac{55}{0.150} \times \frac{V^2}{2g} = 366.7 f \cdot \frac{V^2}{2g}$

$$\begin{aligned} \text{เฮดความฝืดรวมจาก (2) ถึง (3)} &= (0.11 + 0.54 + 1.0 + 366.7 f) \frac{V^2}{2g} \\ &= (1.65 + 366.7 f) \left(\frac{Q}{0.0177}\right)^2 \times \frac{1}{2 \times 9.81} \end{aligned}$$

$$H_{12-3} = 162.7 (1.65 + 366.7 f) Q^2 \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$\begin{aligned} \text{Reynolds number, } R_e &= \frac{VD}{\nu} \\ &= \left(\frac{Q}{0.0177}\right) \left(\frac{150}{1000}\right) \times \frac{1}{1.011 \times 10^{-6}} \end{aligned}$$

$$R_e = 8.382 \times 10^6 Q \quad \dots\dots\dots (2)$$

เฮดความฝืด (2) ถึง (4)

1. ขั้วต่อสามทาง (ทางแยก) $= 0.60 \frac{V^2}{2g}$
2. ข้องอ 90° - 1 แห่ง $= 0.27 \frac{V^2}{2g}$
3. ทางออก $= \frac{V^2}{2g}$
4. ในเส้นท่อยาว 70 เมตร $= f \cdot \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} = f \cdot \frac{70}{0.150} \times \frac{V^2}{2g} = 466.7 f \cdot \frac{V^2}{2g}$

$$\begin{aligned}\text{การเสียเหตรวมจาก (2) ถึง (4)} &= (0.60 + 0.27 + 1.0 + 466.7f) \frac{V^2}{2g} \\ &= (1.87 + 466.7f) \left(\frac{Q}{0.0177} \right)^2 \times \frac{1}{2 \times 9.81}\end{aligned}$$

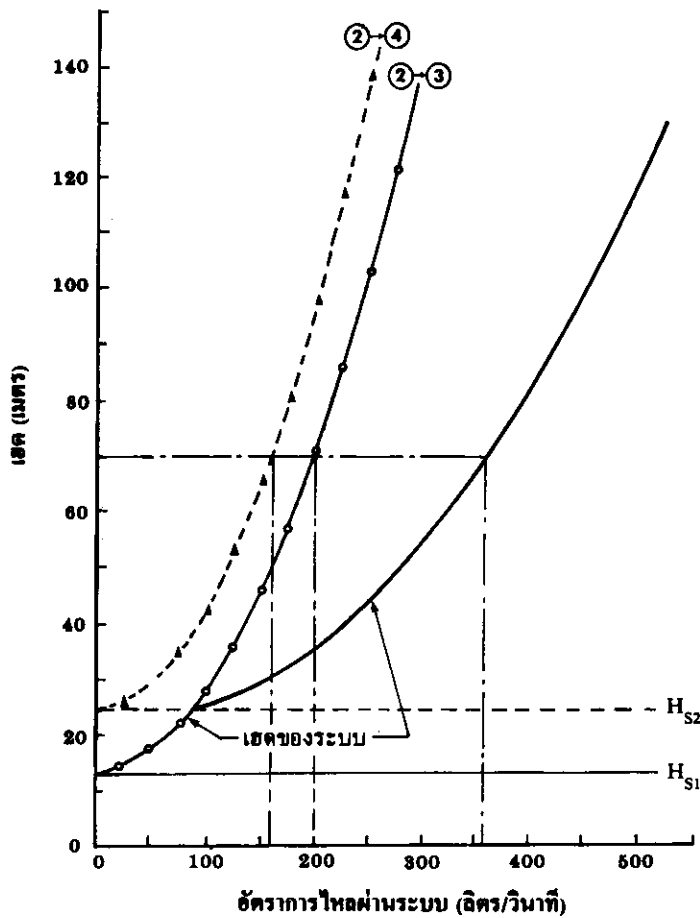
$$H_{f2-4} = 162.7 (1.87 + 466.7f) Q^2 \quad \dots\dots\dots (3)$$

การเสียเหตในท่อจาก (2) ถึง (3)

Q m ³ /s	R _e = 8.382 × 10 ⁶ Q	f	H _{f2-3} = 162.7 (1.65 + 366.7 f) Q ²	H _{f2-3} + H _{s1}
0	0	-	0	13.0
0.025	2.095 × 10 ⁵	0.0210	0.95	13.95
0.050	4.191 × 10 ⁵	0.0204	3.71	16.71
0.075	6.286 × 10 ⁵	0.0201	8.26	21.26
0.100	8.382 × 10 ⁵	0.0200	14.62	27.62
0.125	1.048 × 10 ⁶	0.0200	22.84	35.84
0.150	1.257 × 10 ⁶	0.0200	32.89	45.89
0.175	1.467 × 10 ⁶	0.0199	44.58	57.58
0.200	1.676 × 10 ⁶	0.0199	58.23	71.23
0.225	1.886 × 10 ⁶	0.0199	73.70	86.70
0.250	2.095 × 10 ⁶	0.0198	90.61	103.61
0.275	2.305 × 10 ⁶	0.0198	109.64	122.64
0.300	2.515 × 10 ⁶	0.0198	130.48	143.48

การเสียเหตในท่อจาก (2) ถึง (4)

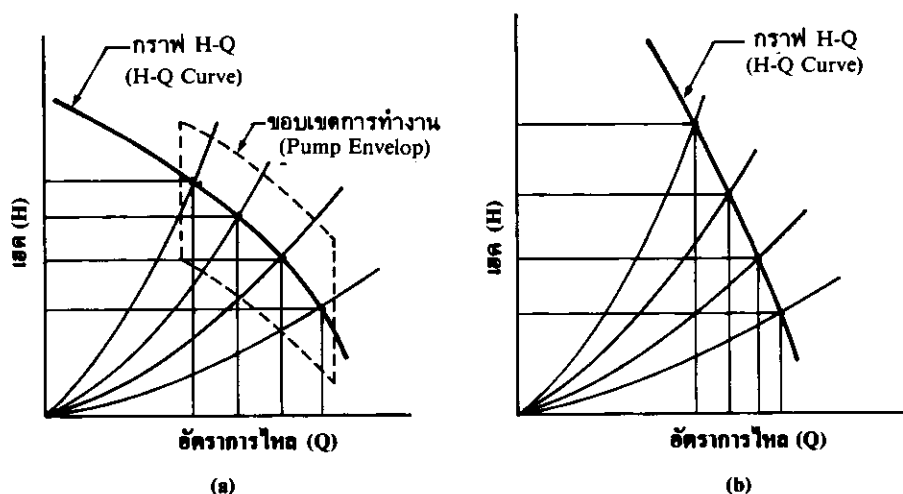
Q m ³ /s	R _e = 8.382 × 10 ⁶ Q	f	H _{f2-4} = 162.7 (1.87 + 466.7 f) Q ²	H _{f2-4} + H _{s2}
0	0	-	0	24.40
0.025	2.905 × 10 ⁵	0.0210	1.19	25.59
0.050	4.191 × 10 ⁵	0.0204	4.63	29.03
0.075	6.286 × 10 ⁵	0.0201	10.30	34.70
0.100	8.382 × 10 ⁵	0.0200	18.23	42.63
0.125	1.048 × 10 ⁶	0.0200	28.48	52.88
0.150	1.257 × 10 ⁶	0.0200	41.01	65.41
0.175	1.467 × 10 ⁶	0.0199	55.60	80.00
0.200	1.676 × 10 ⁶	0.0199	72.61	97.01
0.225	1.886 × 10 ⁶	0.0199	91.90	116.30
0.250	2.095 × 10 ⁶	0.0198	112.98	137.38



กราฟเฮดของระบบของตัวอย่างที่ 4.5

กราฟเฮดของระบบจาก (2) ถึง (3) และจาก (2) ถึง (4) แสดงแยกออกจากกัน แต่เมื่อเฮดมากกว่าเฮดสถิตยของอ่าง C น้ำจะไหลเข้าทั้งอ่าง B และ C อัตราการไหลผ่านบิ่บหาได้โดยรวมอัตราการไหลสู่อ่าง C เข้ากับอัตราการไหลสู่อ่าง B ที่เฮดเท่า ๆ กัน เช่นที่เฮด เท่ากับ 70 เมตร น้ำไหลเข้าอ่าง B ประมาณ 200 ลิตร/วินาที และไหลเข้าอ่าง C เท่ากับ 160 ลิตร/วินาที ดังนั้น อัตราการไหลผ่านบิ่บเมื่อเฮดเท่ากับ 70 เมตรคือ 200 + 160 เท่ากับ 360 ลิตร/วินาที เป็นต้น

7) เมื่อมีการปรับอัตราการไหลทางท่อจ่าย ผลกระทบของการปรับอัตราการไหลทางท่อจ่าย โดยการปรับช่องเปิดประตูน้ำก็就会有มีการสูญเสียพลังงานเพิ่มขึ้น ดังนั้น กราฟเฮดของระบบจะชันขึ้นและจะเปลี่ยนไปตามขนาดช่องเปิดของประตูน้ำ จุดที่บิ่บทำงานบนกราฟ H-Q (H-Q Curve) ก็จะเปลี่ยนไปดังรูปที่



รูปที่ 4.10 กราฟเฮดของระบบเมื่อมีการปรับอัตราการไหลทางที่ง่าย

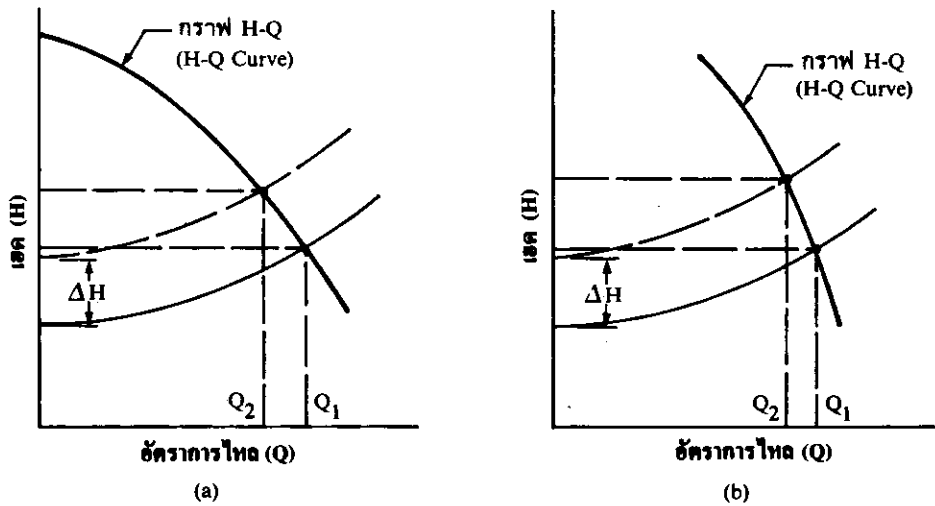
กราฟ H-Q (H-Q Curve) ในรูป 4.10 (a) เป็นของปั๊มแบบเซนตริฟูกอล ในรูปแสดงขอบเขตการทำงานที่เหมาะสมไว้ด้วย กล่าวคือ ถึงแม้ว่าปั๊มสามารถทำงานนอกขอบเขตนี้ได้แต่ประสิทธิภาพจะต่ำมาก สิ่งที่กราฟเหล่านี้แสดงให้เห็นอีกอย่างหนึ่งก็คือ การสูญเสียพลังงานที่เกิดขึ้นในการปรับอัตราการไหลที่ประตุน้ำในแต่ละครั้ง การสูญเสียนี้ดูได้จากความแตกต่างระหว่างค่าเฮดที่เปิดประตุน้ำจนสุดกับค่าเฮดที่เปิดไม่เต็มที่ของแต่ละขนาด

ในกรณีที่ปั๊มประเภทอาศัยหลักการแทนที่ของเหลว (Positive Displacement) การปรับประตุน้ำเพื่อควบคุมอัตราการไหลไม่ได้ผลเหมือนแบบเซนตริฟูกอล ทั้งนี้เพราะว่ากราฟ H-Q มีลักษณะชันกว่ามาก เมื่อลดขนาดของประตุน้ำลงอัตราการไหลจะไม่ลดลงมาก แต่เฮดจะเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว การลดอัตราการไหลโดยการปรับประตุน้ำสำหรับปั๊มแบบนี้อาจเป็นอันตรายต่อปั๊มได้ถ้าหากไม่มีอุปกรณ์ป้องกันที่จะลดความดันลงเมื่อเกินระดับปลอดภัย

8) เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงเฮดสถิตย ในบางกรณีเฮดสถิตย (Static Head) ของปั๊มเปลี่ยนแปลงไปในขณะที่ปั๊มกำลังทำงานอยู่ การเปลี่ยนแปลงนี้มีผลต่อการทำงานของปั๊มดังแสดงไว้ในรูปที่ 4.11

กราฟ H-Q ในรูป 4.11 (a) เป็นของปั๊มแบบเซนตริฟูกอล การเพิ่มเฮดสถิตยจะทำให้ปั๊มลดอัตราการสูบลงหรือทำให้จุดที่ปั๊มทำงานกราฟบน H-Q เลื่อนไปทางซ้าย ถ้าหากมีการเปลี่ยนแปลงเฮดสถิตยมากปั๊มอาจจะทำงานนอกขอบเขตที่เหมาะสมก็ได้ ดังนั้น ในการเลือกปั๊มจึงจำเป็นต้องทราบการเปลี่ยนแปลงนี้ แล้วนำเข้ามาพิจารณาประกอบการเลือกโดยให้ขอบเขตการทำงานของปั๊มอยู่ในช่วงที่จะให้ประสิทธิภาพที่ดีที่สุดอยู่เสมอ

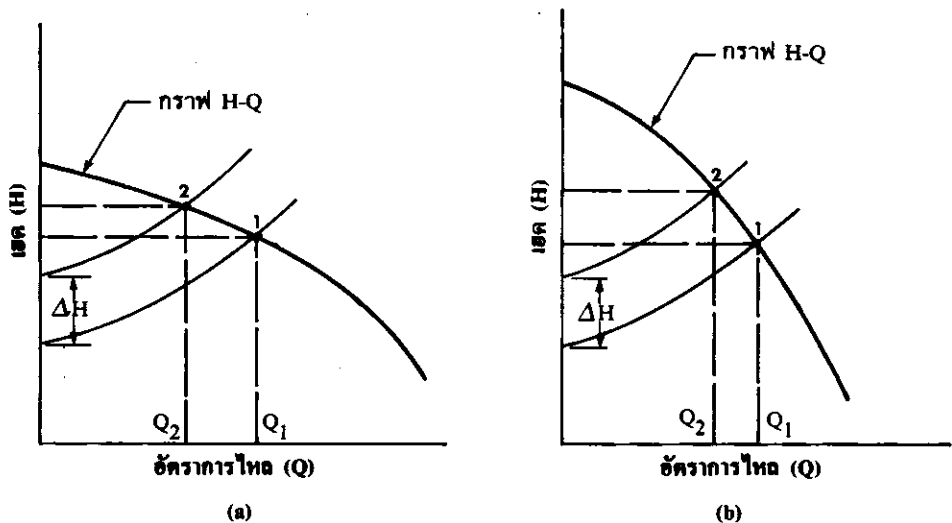
สำหรับปั๊มแบบแทนที่ของเหลว (Positive Displacement) ซึ่งมีกราฟ H-Q ชัน ดังรูปที่ 4.11(b) การเปลี่ยนแปลงเฮดสถิตยจะมีผลต่อการทำงานของปั๊มน้อยมากเมื่อเทียบกับปั๊มแบบเซนตริฟูกอล



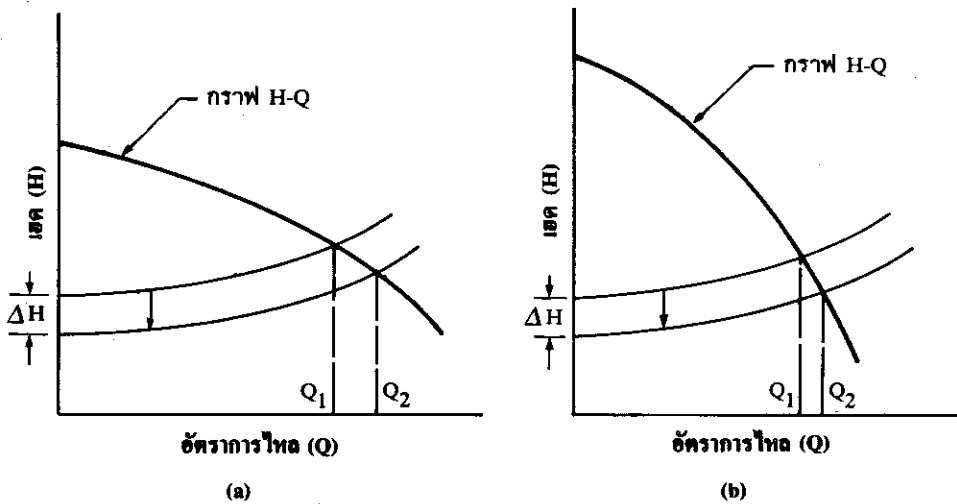
รูปที่ 4.11 การเปลี่ยนแปลงเฮดสถิตยที่มีผลต่อการทำงานของปั๊มแบบเซนตริฟูกอล และแบบแทนทีของเหลว (Positive Displacement)

การพิจารณาความเหมาะสมของปั๊มจากกราฟ H-Q

โดยการพิจารณาจากกราฟ H-Q ของปั๊ม เราอาจจะบอกได้ว่าปั๊มนั้น ๆ เหมาะสมกับงานหรือไม่ ในรูป 4.12 แสดงกราฟสองแบบ คือในรูป (a) เป็นแบบที่มีกราฟ H-Q ราบ และในรูป (b) ชันกว่า แต่ปั๊มทั้งสองนี้ จุดทำงานคือทั้งอัตราการสูบและเฮดเท่ากัน (จุดที่ 1)



รูปที่ 4.12 เปรียบเทียบการทำงานระหว่างปั๊มซึ่งมีกราฟ H-Q ราบกับชันในกรณีที่มีการเปลี่ยนแปลงเฮดสถิตย



รูปที่ 4.13 เปรียบเทียบการทำงานระหว่างปั๊มซึ่งมีกราฟ H-Q ราบกับชัน ในกรณีที่กราฟเฮดของระบบราบมาก

จากการเปรียบเทียบรูปทั้งสองเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงเฮด (ΔH) เท่ากัน จะเห็นได้ว่า ในกรณีที่กราฟ H-Q ของปั๊มราบการเปลี่ยนแปลงเฮดจะมีผลต่ออัตราการสูบลมมาก แต่ถ้าเป็นปั๊มที่มีกราฟ H-Q ชัน การเปลี่ยนแปลงเฮดในขนาดเดียวกันเกือบจะไม่มีผลต่ออัตราการสูบเลย ดังนั้น อาจสรุปได้ว่า ถ้าลักษณะงานมีการเปลี่ยนแปลงเฮดมาก ควรเลือกปั๊มที่มีกราฟ H-Q ชัน

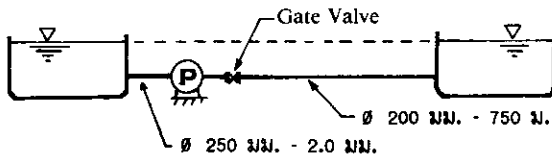
รูปร่างของกราฟเฮดของระบบ ก็มีผลต่อการเลือกปั๊มเหมือนกัน ในกรณีที่ระบบเครื่องสูบลมเป็นแบบที่มีกราฟเฮดของระบบแบน การเปลี่ยนแปลงเฮดในระบบจะมีผลต่อการทำงานแตกต่างกันมากสำหรับปั๊มที่มีกราฟ H-Q ราบกับปั๊มที่มีกราฟชันกว่า

ในรูป 4.13 เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงเฮดสถิตย์ ปั๊มที่มีกราฟ H-Q แบนจะมีการเปลี่ยนแปลงอัตราการสูบลมมากเมื่อเทียบกับปั๊มที่มีกราฟชัน อาจกล่าวเป็นกฎเกณฑ์ทั่ว ๆ ไปได้ว่า ถ้าต้องการให้อัตราการสูบของปั๊มสม่ำเสมอแล้ว ควรจะเลือกปั๊มที่มีกราฟ H-Q ชันที่สุดเท่าที่จะหาได้ กล่าวคือ ถ้าอัตราการสูบไม่สูงนักก็ควรเลือกปั๊มประเภททำงานโดยการแทนที่ของเหลว (Positive Displacement) แต่ถ้าอัตราการสูบสูงก็ควรจะใช้ปั๊มแบบเซนตริฟูกอลที่มีความเร็วจำเพาะสูง (High Specific Speed) เช่นประเภท Mixed Flow หรือ Axial Flow เป็นต้น

แบบฝึกหัด

จงหากราฟเฮดของระบบสูบน้ำดังแสดงในรูปข้อ 1 ถึง ข้อ 4

1.

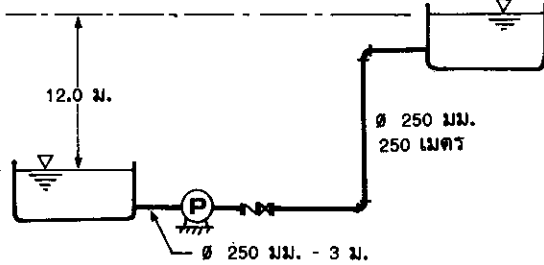


ท่อ : เหล็กเหนียว

ของเหลว : น้ำที่ 20°C

อัตราการสูบสูงสุด : 75 ลิตร/วินาที

2.

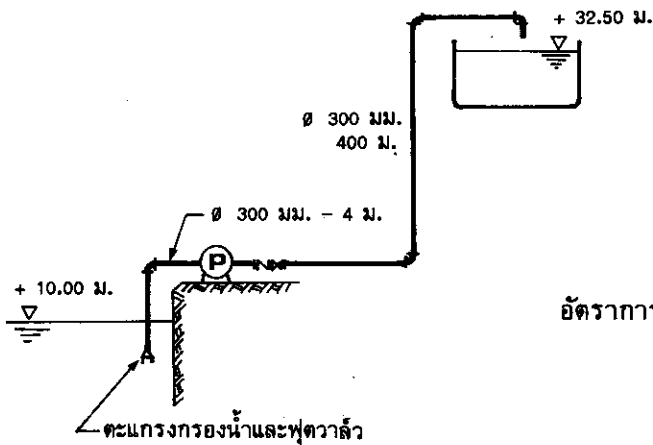


ท่อ : เหล็กเหนียว

ของเหลว : น้ำที่ 20°C

อัตราการสูบสูงสุด : 300 ลิตร/วินาที

3.

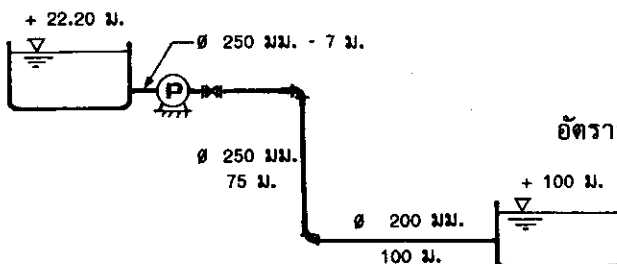


ท่อ : เหล็กหล่อ

ของเหลว : น้ำที่ 25°C

อัตราการสูบสูงสุด : 450 ลิตร/วินาที

4.

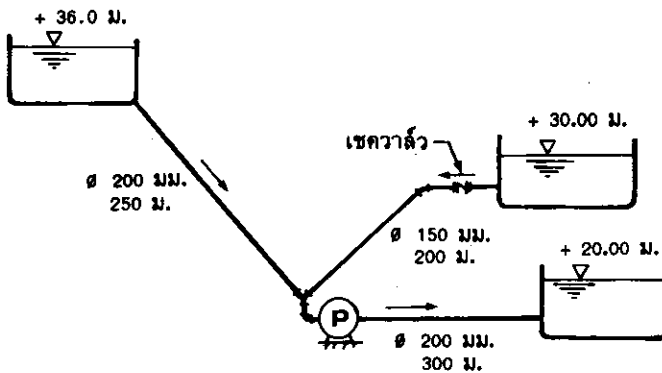


ท่อ : เหล็กหล่อ

ของเหลว : น้ำที่ 30°C

อัตราการไหลสูงสุด : 150 ลิตร/วินาที

5.



ท่อ : เหล็กหล่อ
ของเหลว : น้ำที่ 20°C

จงหากราฟเฮดของระบบ และอัตราการไหลสูงสุดที่ไม่ต้องใช้ปั๊ม ถ้าต้องการเพิ่มอัตราการไหลเป็น 100 ลิตร/วินาที จงหาว่าต้องการแรงม้าของเครื่องสูบน้ำเท่ากับเท่าใด สมมติว่าไม่คิดการเสียดในอุปกรณ์ (Minor losses)

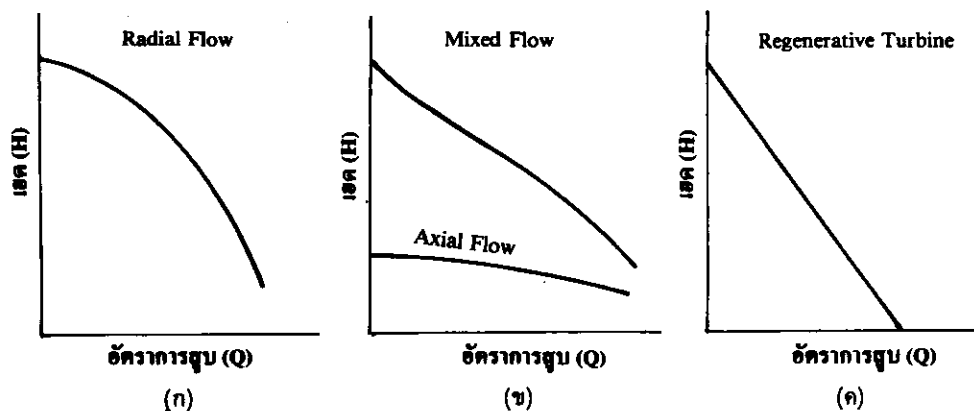
6. จากรูปที่ 4.8 สมมติว่าระบบท่อทั้งหมดเป็นท่อเหล็กเหนียว (Commercial Steel Pipe) สูบน้ำซึ่งมีอุณหภูมิ 20°C ระดับผิวน้ำในอ่าง A, B และ C เท่ากับ + 30.00 + 42.00 และ + 65.00 เมตรตามลำดับ ท่อจาก (1) ถึง (2) ขนาด 300 มม. ยาว 40 เมตร (2) ถึง (3) ขนาด 250 มม. ยาว 150 เมตร และ (2) ถึง (4) ขนาด 150 มม. ยาว 250 เมตร จงหากราฟเฮดของระบบถ้าอัตราการสูบรวมของระบบไม่เกิน 400 ลิตร/วินาที
7. จากรูปของข้อ 2 จงเปรียบเทียบกราฟเฮดของระบบ ถ้าหากประตูน้ำแบบ Gate Valve เปิดในลักษณะดังต่อไปนี้
- | | |
|-------------------------------|------------------------------|
| ก. เปิดเต็มที่ ($K = 0.20$) | ข. เปิด $3/4$ ($K = 1.0$) |
| ค. เปิด $1/2$ ($K = 5.6$) | ง. เปิด $1/4$ ($K = 24.0$) |

คุณสมบัติของปั๊มแบบ เซนตริฟูกอล

ปั๊มแบบเซนตริฟูกอลเป็นปั๊มที่นิยมใช้กันแพร่หลายมากที่สุด เนื่องจากปั๊มแบบนี้ได้รับการออกแบบให้เหมาะสมกับความต้องการใช้งานเกือบทุกประเภท เป็นต้นว่า สามารถออกแบบให้มีเฮดสูงหรืออัตราการสูบสูง หรือทั้งสองอย่างโดยการเลือกใช้ใบพัดที่เหมาะสม ในหัวข้อต่อไปนี้จะกล่าวถึงคุณสมบัติที่เกี่ยวข้องกับการทำงานของปั๊มแบบนี้ เพื่อจะได้สามารถเลือกใช้ให้เหมาะสมกับความต้องการได้ดียิ่งขึ้น

กราฟ H-Q ของปั๊ม

กราฟ H-Q หรือ H-Q Curve (Head Capacity Curve) ของปั๊มคือกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการสูบกับเฮดที่ปั๊มนั้นสามารถทำงานได้ ตั้งแต่อัตราการสูบเป็นศูนย์จนถึงอัตราการสูบสูงสุดของปั๊มนั้น



รูปที่ 5.1 กราฟ H-Q ของปั๊มเซนตริฟูกอลแบบต่าง ๆ

ลักษณะของกราฟ H-Q ขึ้นอยู่กับรูปร่างลักษณะของใบพัด เช่นความกว้างของช่องเปิดระหว่างฝ่าประกับ ทิศทางการไหลของของเหลวที่ถูกเหวี่ยงออกจากใบพัด ความโค้งและจำนวนครีบบนใบพัด เป็นต้น กราฟ H-Q ของปั๊มเซนตริฟูกอลแบบต่าง ๆ แสดงไว้ในรูปที่ 5.1

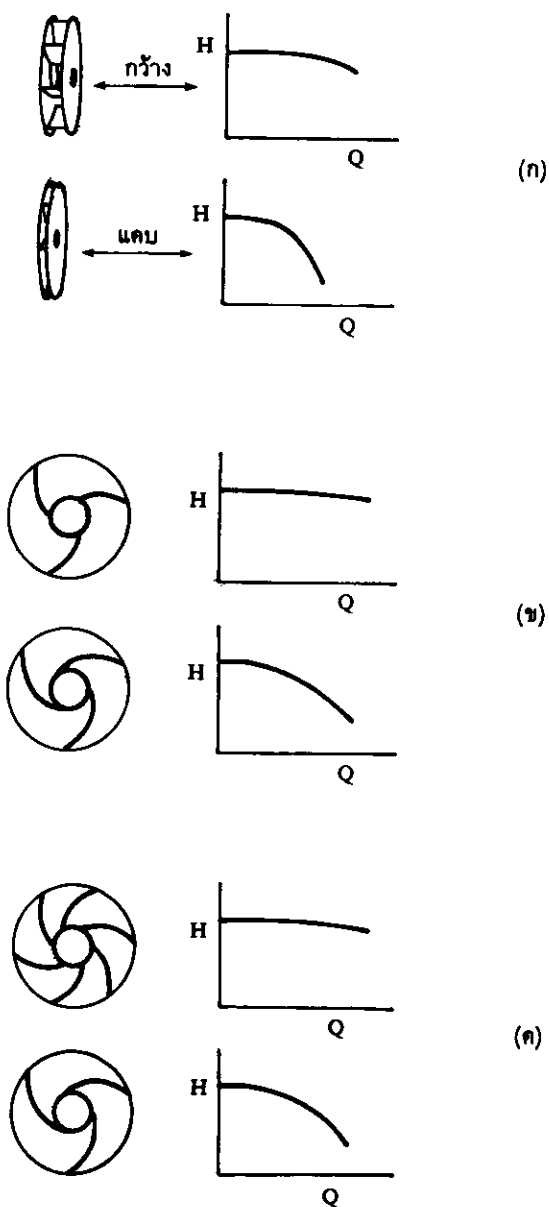
กราฟ H-Q ในรูป (ก) เป็นลักษณะการทำงานของปั๊มซึ่งมีใบพัดหลักดันของเหลวออกมาในทิศทางตั้งฉากกับแกนของเพลลา (Radial Flow) รูป (ข) มีทั้งแบบที่เพิ่มพลังงานให้แก่ของเหลวโดยอาศัยแรงผลักดันของใบพัดขนานกับแกนของเพลลาเพียงอย่างเดียว (Axial Flow) และแบบที่ทิศทางการไหลออกของของเหลวทำมุม 45 ถึง 80 องศากับแกนของเพลลา (Mixed Flow) สำหรับรูป (ค) เป็นลักษณะการทำงานของปั๊มแบบ Regenerative Turbine ซึ่งมีหลักการเพิ่มพลังงานให้แก่ของเหลวไม่ค่อยเหมือนกับสามแบบที่กล่าวข้างต้นทีเดียวนัก

กราฟในรูปที่ 5.1 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการสูบกับเฮดเมื่ออัตราการหมุนของใบพัดคงที่ ซึ่งได้มาจากการทดลองให้ปั๊มทำงานจริงในห้องทดลอง อย่างไรก็ตาม ถึงแม้ว่ากราฟเหล่านี้จะแสดงลักษณะการทำงานตั้งแต่อัตราการสูบเป็นศูนย์จนถึงอัตราการสูบสูงสุดสำหรับปั๊มนั้น แต่ก็ไม่ได้หมายความว่าปั๊มดังกล่าวสามารถนำไปใช้งานได้ตลอดเวลาช่วงที่แสดงในกราฟนั้น ทั้งนี้เพราะที่อัตราการสูบต่าง ๆ เหล่านี้ปั๊มทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพไม่เท่ากัน เวลาเลือกใช้งาน เราจะต้องเลือกปั๊มที่ให้เฮดและอัตราการสูบที่ต้องการ โดยค่าทั้งสองตรงกับจุดที่มีประสิทธิภาพสูงสุด หรือใกล้เคียงกับจุดดังกล่าวมากที่สุด จุดดังกล่าวเป็นจุดที่ผู้ผลิตออกแบบให้ปั๊มทำงาน (Design Operating Point) ประสิทธิภาพการทำงานของปั๊มจะลดลงเมื่อให้ทำงานที่จุดซึ่งอยู่ห่างจากจุดดังกล่าวออกไป

รูปร่างลักษณะของกราฟ H-Q สำหรับปั๊มแบบ Radial Flow ขึ้นกับรูปร่างลักษณะของใบพัด ดังแสดงไว้ในรูปที่ 5.2 รูป (ก) แสดงให้เห็นว่าเมื่อความกว้างของช่องเปิดระหว่างฝ่าประกับมาก กราฟ H-Q จะแบนราบและจะให้อัตราการสูบสูงกว่า ความโค้งของครีบบนใบพัดก็มีผลต่อรูปร่างของกราฟ H-Q เช่นเดียวกัน ครีบบนใบพัดที่วางในแนววงรีออกจากศูนย์กลางจะมีผลให้เส้นกราฟแบนกว่ากรณีที่วางในแนวสัมผัสกับช่องเปิดที่ศูนย์กลาง (รูป ข) และใบพัดที่มีครีบน้อยจะให้เส้นกราฟชันกว่าใบพัดที่มีครีบบanyak ดังเช่นในรูป (ค) ความแบนและความชันของกราฟ H-Q จะมีผลต่ออัตราการสูบและเฮดที่ได้จากปั๊มแตกต่างกัน เมื่อกราฟเฮดของระบบเปลี่ยนแปลงไปจากที่ออกแบบไว้เดิม กล่าวคือ ปั๊มที่มีกราฟ H-Q ชันจะมีการเปลี่ยนแปลงเฮดมากกว่าเปลี่ยนแปลงอัตราการสูบ ในทางตรงกันข้ามปั๊มที่มีเส้นกราฟ H-Q แบนจะมีการเปลี่ยนแปลงอัตราการสูบมากกว่าเปลี่ยนแปลงเฮด

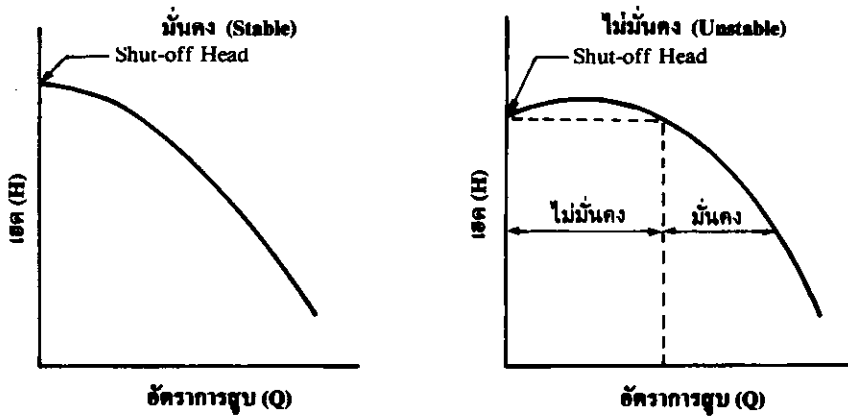
กราฟ H-Q ของปั๊มแบบ Radial Flow ยังสามารถแบ่งแยกออกไปได้อีกว่าเป็นแบบมั่นคง (Stable) และ ไม่มั่นคง (Unstable) ปั๊มที่มีกราฟ H-Q มั่นคงจะให้เฮดสูงสุดเมื่ออัตราการสูบเป็นศูนย์ (เรียกว่า Shut-off Head) และจะค่อย ๆ ลดลงเมื่ออัตราการสูบเพิ่มขึ้น สำหรับกราฟที่ไม่มั่นคง เฮดของปั๊มจะเพิ่มขึ้นเมื่ออัตราการสูบเพิ่มขึ้นจากศูนย์จนถึงเฮดสูงสุด จากนั้นจะค่อย ๆ ลดลงเมื่ออัตราการสูบเพิ่มขึ้น กราฟเฮดของทั้งสองแบบนี้แสดงไว้ในรูปที่ 5.3

ปั๊มที่มีกราฟ H-Q ไม่มั่นคงจะมีอัตราการสูบได้สองค่าที่เฮดสูงกว่าหรือเท่ากับ Shut-off Head



รูปที่ 5.2 ความสัมพันธ์ระหว่างรูปร่างของใบพัดกับลักษณะของกราฟ H-Q

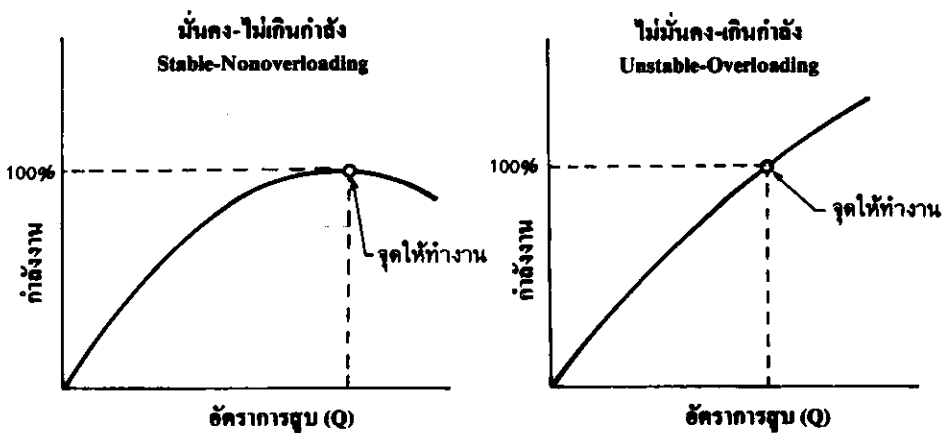
ก) เปรียบเทียบกราฟ H - Q ของใบพัดที่มีช่องเปิดกว้างกับช่องเปิดแคบ ข) เมื่อครีบบใบพัดมีความโค้งต่างกัน ค) เมื่อจำนวนครีบบใบพัดต่างกัน



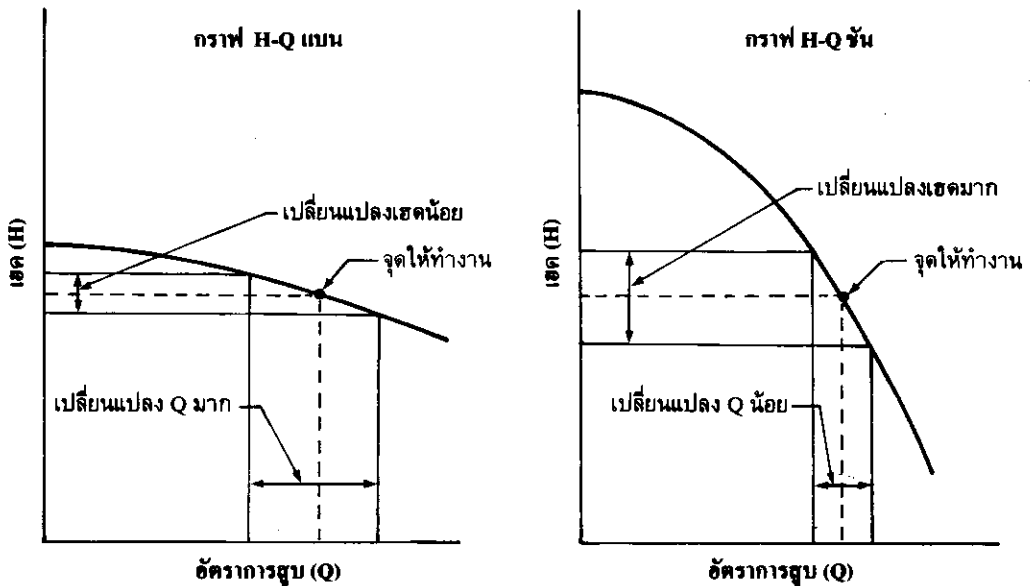
รูปที่ 5.3 เปรียบเทียบกราฟ H-Q (H-Q Curve) แบบที่มั่นคง (Stable) และไม่มั่นคง (Unstable)

ถ้าให้ปั๊มทำงานในช่วงดังกล่าวอาจพบว่าการรวนโดยเปลี่ยนแปลงอัตราการสูบได้เองโดยสภาพการทำงานของปั๊มยังเหมือนเดิมทุกอย่าง อย่างไรก็ตาม การทำงานของปั๊มจะมั่นคงตามปกติเมื่อ TDH ต่ำกว่า Shut-off Head พอสมควร

ความมั่นคงและไม่มั่นคงในการทำงานของปั๊มมีผลให้ลักษณะความต้องการกำลังงานที่ใช้หมุนปั๊มแตกต่างกันออกไปดังเช่นรูปที่ 5.4 ปั๊มที่มีกราฟ H-Q มั่นคงความต้องการกำลังงานจะเพิ่มขึ้นเมื่ออัตราการสูบเพิ่มขึ้นจนถึงจุดออกแบบให้ปั๊มทำงาน (Design Operating Point) หลังจากนั้น ความต้องการกำลังงานจะค่อย ๆ ลดลง ในกรณีเป็นปั๊มที่มีกราฟ H-Q ไม่มั่นคง ความต้องการกำลังงานจะยังคงเพิ่มขึ้นเรื่อย ๆ หลังจากอัตราการสูบผ่านจุดออกแบบให้ปั๊มทำงานไปแล้ว จะเห็นได้ว่าเครื่องยนต์หรือมอเตอร์ที่เป็นต้นกำลังของปั๊มแบบแรกจะไม่มีการทำงานเกินกำลัง (Overload) แต่ถ้าเป็นปั๊มแบบหลังมอเตอร์ที่ใช้



รูปที่ 5.4 การใช้กำลังงานของปั๊มที่มี H-Q Curve มั่นคงและไม่มั่นคง



รูปที่ 5.5 เปรียบเทียบการทำงานของปั๊มซึ่งมีจุดออกแบบให้ปั๊มทำงานค่าเดียวกันแต่มีความชันของกราฟ H-Q แตกต่างกัน

ทำงานเกินกำลังจนเสียหายได้ ในกรณีที่เครื่องยนต์หรือมอเตอร์มีกำลังสำรองมากพอ การทำงานเกินกำลังดังกล่าวอาจทำให้อุปกรณ์ต่าง ๆ เสียหาย หรืออาจทำให้เกิดการสั่นสะเทือน (Vibration) ในระบบท่อขึ้นได้

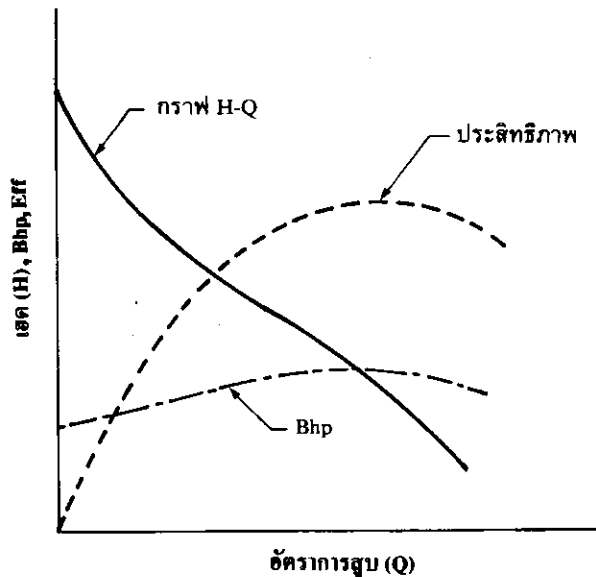
ตัวอย่างในรูป 5.5 เป็นการเปรียบเทียบการทำงานของปั๊มสองเครื่องซึ่งมีจุดออกแบบให้ปั๊มทำงานค่าเดียวกันแต่มีความชันของกราฟ H-Q แตกต่างกัน

จากการสังเกตการทำงานของปั๊มทั้งสองจะเห็นได้ชัดว่า

- (1) ปั๊มซึ่งมีกราฟ H-Q แบบจะมีการเปลี่ยนแปลงเฮดเพียงเล็กน้อยเมื่อเปรียบเทียบกับอัตราการสูบที่เปลี่ยนไป
- (2) ปั๊มที่มีกราฟ H-Q ชันการเปลี่ยนแปลงอัตราการสูบจะน้อยเมื่อเปรียบเทียบกับ การเปลี่ยนแปลงเฮด

ดังนั้นในงานที่ต้องการรักษาเฮดให้มีค่าคงที่สม่ำเสมอจึงควรเลือกใช้ปั๊มที่มีกราฟ H-Q แบบ ในทางตรงกันข้าม ถ้าเป็นงานที่ต้องการให้มีอัตราการสูบคงที่สม่ำเสมอก็ควรที่จะเลือกใช้ปั๊มที่มีกราฟ H-Q ชัน

กราฟ H-Q สำหรับปั๊มแบบ Mixed Flow แสดงไว้ในรูปที่ 5.6 จะเห็นได้ว่ากราฟมีลักษณะค่อนข้างชัน ความต้องการกำลังงานที่อัตราการสูบขนาดต่าง ๆ ซึ่งบอกเป็นแรงม้าที่ต้องการ (Brake Horsepower) บนเส้นกราฟ Bhp แสดงให้เห็นว่าที่บริเวณจุดทำงานที่มีประสิทธิภาพสูงสุดความต้องการกำลังงานของปั๊มจะไม่แตกต่างกันมากนัก



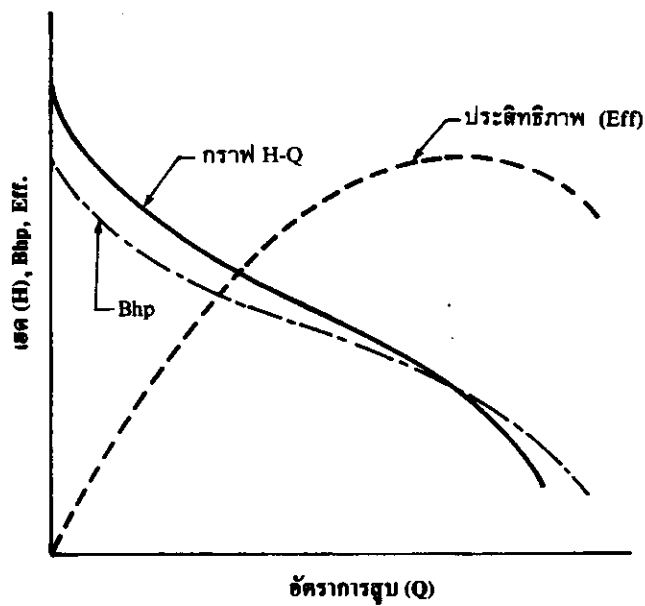
รูปที่ 5.6 ลักษณะการทำงานของปั๊มแบบ Mixed Flow

ขอให้สังเกตว่า รูปที่ 5.6 มีกราฟแสดงลักษณะการทำงานของปั๊มเพิ่มขึ้นไปอีก 2 เส้น คือกราฟแสดงประสิทธิภาพการทำงาน (Efficiency) และกราฟแสดงแรงม้าที่ต้องการเมื่อทำงานที่อัตราการสูบและเฮดค่าใดค่าหนึ่ง กราฟทั้งสามเส้นรวมเรียกว่า **Characteristic Curves** หรือ **Performance Curves** ของปั๊ม กราฟดังกล่าวนี้บริษัทผู้ผลิตจะจัดทำเอาไว้เพราะจำเป็นต้องใช้ในการพิจารณาเลือกปั๊มให้เหมาะสมกับงาน

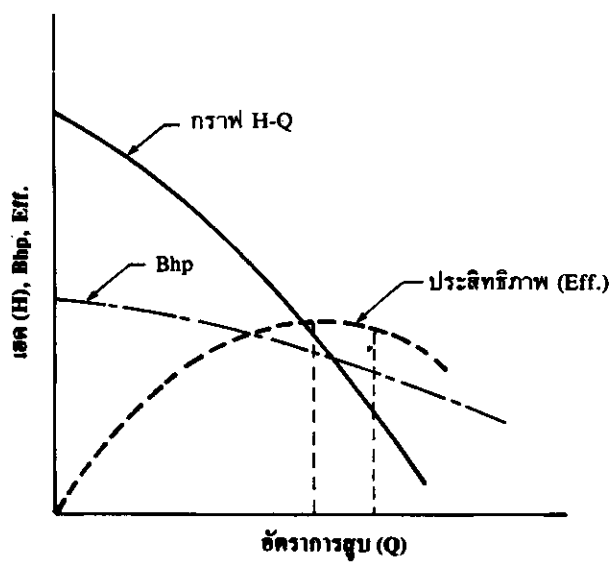
กราฟ H-Q ของปั๊มแบบ Axial Flow จะชันมากกว่าของแบบ Mixed Flow ดังแสดงในรูปที่ 5.7 ถ้าเฮดที่นำมาเขียนคิดเป็นเปอร์เซ็นต์ของเฮดที่จุดออกแบบให้ปั๊มทำงาน ลักษณะการทำงานของปั๊มแบบนี้แตกต่างจากของ Mixed Flow ตรงที่ว่าความต้องการกำลังงานจะสูงที่สุดที่อัตราการสูบเป็นศูนย์และจะลดลงอย่างรวดเร็วโดยเฉพาะอย่างยิ่งหลังจุดออกแบบให้ปั๊มทำงาน ช่วงที่มีประสิทธิภาพการทำงานสูงค่อนข้างกว้างถึงแม้ว่าเฮดของปั๊มจะลดลงมากก็ตาม

เนื่องจากว่าที่อัตราการสูบต่ำ ๆ ความต้องการพลังงานจะสูงมาก อาจมากเป็นสองเท่าของที่ต้องการที่จุดออกแบบให้ปั๊มนั้นทำงาน (Design Operating Point) ดังนั้น ถ้าจำเป็นต้องใช้ปั๊มประเภทนี้กับอัตราการสูบที่ต่ำกว่าที่ออกแบบไว้มาก ๆ ก็จำเป็นต้องใช้ต้นกำลังที่โตพอ หรือมิฉะนั้นจะต้องมีการเปิดน้ำทิ้งออกไปบ้างถ้าเฮดมีค่ามากเกินไประดับปลอดภัย

กราฟ H-Q ของปั๊มแบบ Regenerative Turbine โดยทั่ว ๆ ไปจะมีลักษณะเป็นเส้นตรงและค่อนข้างชัน เนื่องจากการเปลี่ยนแปลงเฮดของปั๊มแบบนี้จะสูงมากเมื่อเทียบกับการเปลี่ยนแปลงอัตราการสูบ ดังนั้น จึงไม่เหมาะสำหรับงานที่ต้องการปรับอัตราการสูบ หรือใช้กับงานที่ต้องมีการปิดประตูน้ำทางด้านจ่าย ขณะเดินเครื่อง เว้นแต่จะมีการป้องกันโดยการติดตั้งอุปกรณ์ลดความดันที่เหมาะสม เช่น วาล์วลดความดัน (Pressure Relief Valve) ลักษณะการทำงานของปั๊มแบบ Regenerative Turbine แสดงไว้ในรูปที่ 5.8



รูปที่ 5.7 ลักษณะการทำงานของปั๊มแบบ Axial Flow



รูปที่ 5.8 ลักษณะการทำงานของปั๊มแบบ Regenerative Turbine

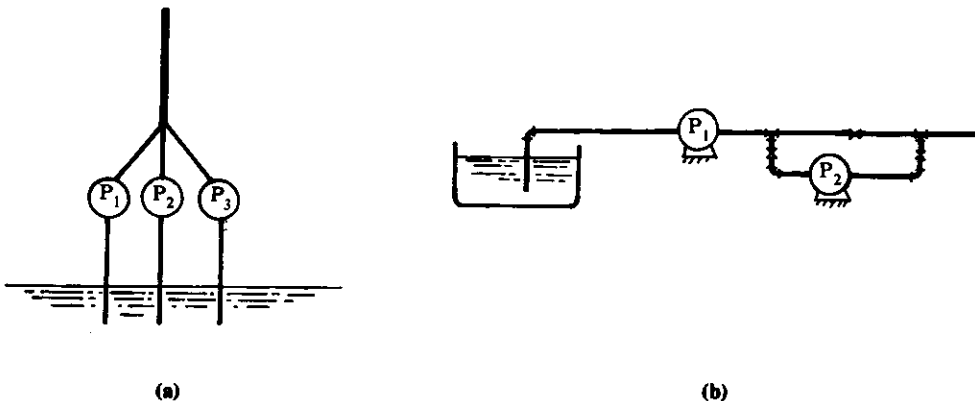
กราฟ H-Q เมื่อปั๊มสองเครื่องทำงานร่วมกัน

เมื่อความต้องการใช้งานของปั๊มในช่วงระยะเวลาต่าง ๆ เช่น อัตราการสูบหรือเฮดมีความแตกต่างกันมาก บางครั้งการใช้ปั๊มขนาดเล็กสองเครื่องหรือมากกว่าทำงานร่วมกันจะสะดวกและประหยัดกว่า ทั้งนี้ เพราะว่าเมื่อความต้องการใช้งานลดลง เราอาจจะเลือกเดินเครื่องเพียงบางตัวที่ให้ประสิทธิภาพสูงในช่วงการทำงานนั้น และใช้เวลาที่หยุดทำงานของปั๊มที่เหลือนั้นทำการซ่อมหรือบำรุงรักษาให้อยู่ในสภาพดีอยู่เสมอ ในทางตรงกันข้ามถ้าใช้ปั๊มเครื่องใหญ่เพียงเครื่องเดียว เมื่อความต้องการลดลงก็อาจต้องลดความเร็วหรือลดช่องเปิดของประตูน้ำลง ในกรณีนี้ปั๊มก็จะทำงานอยู่ในช่วงที่ให้ประสิทธิภาพต่ำ และถ้าจำเป็นต้องทำการซ่อมหรือบำรุงรักษาก็จะต้องหยุดปฏิบัติงานทั้งหมด

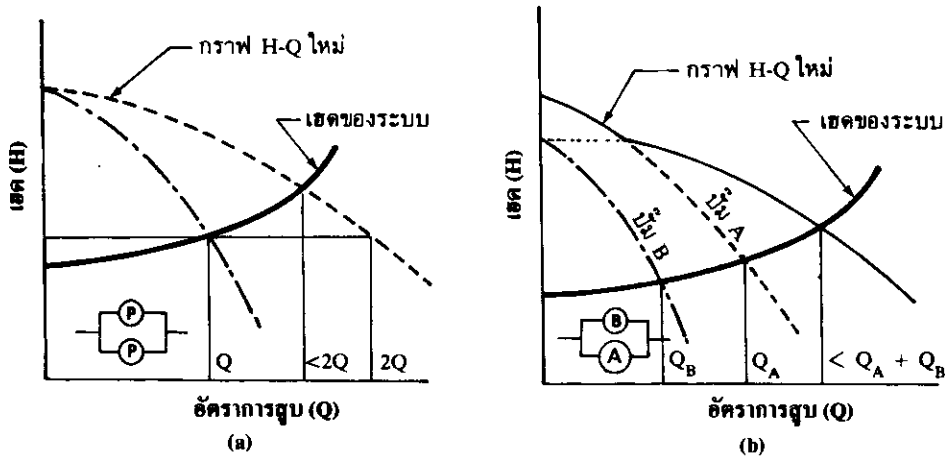
เนื่องจากลักษณะการทำงานของปั๊มซึ่งดูจากกราฟ H-Q มีให้เฉพาะเมื่อปั๊มทำงานเพียงเครื่องเดียว เมื่อมีปั๊มสองตัวหรือมากกว่าทำงานร่วมกันก็จำเป็นต้องหากราฟ H-Q ของระบบผสมใหม่โดยอาศัยข้อมูลจากกราฟ H-Q ของปั๊มแต่ละเครื่องที่นำมาใช้ร่วมกันนั้น นอกจากนั้นยังจำเป็นต้องทราบกราฟเฮดของระบบ (System Head Curve) เพื่อเป็นข้อมูลสำหรับหาอัตราการสูบและเฮด เมื่อปั๊มทุกเครื่องทำงานพร้อม ๆ กันอีกด้วย

การให้ปั๊มทำงานร่วมกันมีอยู่สองแบบคล้าย ๆ กับการต่อความต้านทานไฟฟ้า คือทำงานร่วมกันแบบขนานและแบบอนุกรม แบบแรกใช้เมื่อต้องการเพิ่มอัตราการไหลโดยไม่ต้องการเพิ่มเฮด ส่วนแบบหลังใช้เมื่อต้องการเพิ่มเฮดอย่างเดียว ลักษณะการติดตั้งเพื่อให้ปั๊มทำงานร่วมกัน แสดงไว้ในรูปที่ 5.9

ก. เมื่อปั๊มทำงานร่วมกันแบบขนาน ในกรณีที่ปั๊มทำงานร่วมกันแบบขนาน กราฟ H-Q ของระบบอาจหาได้โดยการรวมอัตราการสูบที่ค่าเฮดเดียวกันของแต่ละปั๊มเข้าด้วยกัน ดังรูปที่ 5.10 ในรูปเป็นการทำงานร่วมกันของปั๊มเพียง 2 เครื่องเพื่อให้สะดวกต่อการอธิบาย การพิจารณาสำหรับกรณีที่มีปั๊มมากกว่านี้ก็ยังคงใช้กฎเกณฑ์เดียวกัน



รูปที่ 5.9 ลักษณะการติดตั้งปั๊มเพื่อให้ทำงานร่วมกันแบบ (a) ขนาน (b) อนุกรม



รูปที่ 5.10 กราฟ H-Q ของปั๊มสองเครื่องทำงานร่วมกันแบบขนาน (a) เมื่อปั๊มทั้งสองเครื่องเหมือนกัน (b) เมื่อปั๊ม A มีขนาดใหญ่กว่าปั๊ม B

ในรูป (a) ปั๊มนำมาทำงานร่วมกันแบบขนานเป็นปั๊มนขนาดเดียวกันที่มีลักษณะเหมือนกันทุกประการ กล่าวคือมีกราฟ H-Q เส้นเดียวกัน ดังนั้น อัตราการสูบของระบบผสมจะเพิ่มเป็นสองเท่าในกรณีที่เฮดเท่าเดิม แต่ตามความเป็นจริงแล้วอัตราการสูบจะไม่เป็นสองเท่า ทั้งนี้เพราะว่าเมื่ออัตราการไหลเพิ่มขึ้นการสูญเสียพลังงานในระบบท่อ ก็จะเพิ่มตามขึ้นด้วยจนกระทั่งเฮดสูงกว่าเมื่อปั๊มทำงานเพียงเครื่องเดียว อัตราการสูบก็จะลดน้อยลงกว่าสองเท่าและอาจหาได้จากจุดตัดของกราฟ H-Q ใหม่ของระบบผสมกับกราฟเฮดของระบบ (System Head Curve) ดังแสดงในรูป

ในกรณีที่ปั๊มทั้งสองมีขนาดแตกต่างกัน ปั๊มที่มีเฮดที่อัตราการสูบเป็นศูนย์หรือ Shut-off Head น้อยกว่าจะไม่สามารถให้การไหลได้จนกว่าเฮดของปั๊มเครื่องใหญ่ลดลงต่ำกว่า Shut-off Head ของปั๊มเครื่องเล็ก เมื่อเฮดลดลงต่ำกว่านี้ อัตราการไหลของระบบผสมก็จะเท่ากับผลรวมของอัตราการไหลจากปั๊มแต่ละเครื่องที่เฮดค่าเดียวกัน ดังรูป (b) การหาอัตราการไหลที่ได้จากระบบผสมก็ต้องหาจากจุดตัดของกราฟเฮดของระบบกับกราฟ H-Q เมื่อปั๊มทำงานร่วมกัน เช่นเดียวกัน

ในการนำปั๊มมาทำงานร่วมกันแบบขนานนี้ควรเลือกใช้ปั๊มที่มีกราฟ H-Q ค่อนข้างชัน ทั้งนี้เพราะว่าถ้าใช้ปั๊มที่มีกราฟแบนแล้วจะได้กราฟ H-Q ใหม่ (Combined H-Q Curve) ที่บางส่วนเกือบอยู่ในแนวราบ ซึ่งอาจเป็นสาเหตุให้อัตราการสูบแปรปรวนมาก (Unstable) โดยเฉพาะอย่างยิ่งถ้ากราฟเฮดของระบบ (System Head Curve) แบนด้วย

การหาประสิทธิภาพของระบบผสมที่ทำงานร่วมกันแบบขนาน (Eff) อาจทำได้โดยใช้สูตร

$$\text{Eff.} = \frac{P (Q_A + Q_B) \cdot H}{\beta (\text{Bhp at } Q_A + \text{Bhp at } Q_B)} \quad \dots\dots\dots (5.1)$$

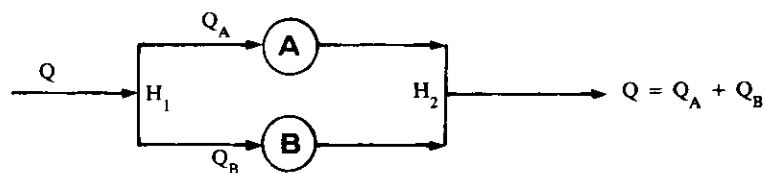
ในเมื่อ Eff เป็นประสิทธิภาพของระบบผสมที่ทำงานร่วมกันแบบขนาน Q_A และ Q_B เป็นอัตรา

การสูบของปั๊ม A และ B ตามลำดับที่ค่าเฮด H ค่าเดียวกัน ค่าแรงม้าที่ต้องการ (Brake Horsepower) ก็เป็นค่าที่ตรงกันกับ Q_A และ Q_B , V เป็นน้ำหนักจำเพาะของของเหลว และ B เป็นตัวแปลงหน่วยกำลังงานให้เป็นแรงม้า

ตัวอย่างที่ 5.1

เมื่อปั๊มสองเครื่องทำงานร่วมกันแบบขนานดังรูป จงพิสูจน์ว่าประสิทธิภาพของระบบผสม คือ

$$\text{Eff} = \frac{V (Q_A + Q_B) \cdot H}{B (\text{Bhp at } Q_A + \text{Bhp at } Q_B)}$$



วิธีทำ

- ให้ Q_A เป็นอัตราการสูบของปั๊ม A
- Q_B เป็นอัตราการสูบของปั๊ม B
- Q เป็นอัตราการสูบรวม $Q = Q_A + Q_B$
- H_1 เป็นเซคที่ทางแยกที่ปลายท่อดูดของปั๊มทั้งสองพบกัน
- H_2 เป็นเซคที่ปลายท่อจ่ายของปั๊มทั้งสองพบกัน

ดังนั้น TDH ของปั๊มทั้งสองจะเท่ากัน คือ H ในเมื่อ

$$H = H_2 - H_1$$

แรงม้าที่ระบบเพิ่มให้แก่ของเหลว (Output) คำนวณได้โดย

$$\begin{aligned} \text{HP Output} &= \frac{V Q \cdot H}{B} \\ &= \frac{V (Q_A + Q_B) H}{B} \end{aligned}$$

ในเมื่อ B เป็นตัวเปลี่ยนหน่วยจากกำลังงานให้เป็นแรงม้า

แรงม้าที่ปั๊ม A และ B ใช้ (Input) คำนวณได้โดย

$$\begin{aligned} \text{HP Input}_A &= \frac{V Q_A H}{B \text{Eff}_A} \\ &= \text{Bhp at } Q_A \end{aligned}$$

ในเมื่อ Eff_A เป็นประสิทธิภาพของปั๊มเมื่อสูบด้วยอัตรา Q_A

ในทำนองเดียวกัน

$$\begin{aligned}\text{HP Input}_B &= \frac{\gamma Q_B H}{\beta \text{ Eff}_B} \\ &= \text{Bhp at } Q_B\end{aligned}$$

$$\text{ผลรวมของแรงม้าที่ปั๊มทั้งสองใช้} = \text{Bhp at } Q_A + \text{Bhp at } Q_B$$

$$\begin{aligned}\text{ประสิทธิภาพรวมของระบบ} &= \frac{\text{Output}}{\text{Input}} \\ &= \frac{\gamma (Q_A + Q_B) H}{\beta (\text{Bhp at } Q_A + \text{Bhp at } Q_B)}\end{aligned}$$

ตัวอย่างที่ 5.2

ที่ TDH เท่ากับ 20 เมตร ปั๊ม A สูบน้ำได้ด้วยอัตรา 780 ลบ.เมตรต่อชั่วโมง โดยมีประสิทธิภาพ 79 เปอร์เซ็นต์ ปั๊ม B สูบน้ำได้ 600 ลบ.เมตรต่อชั่วโมง และมีประสิทธิภาพ 72 เปอร์เซ็นต์ จงหาประสิทธิภาพรวมเมื่อปั๊มทั้งสองทำงานร่วมกันแบบขนานโดย TDH ยังคงเท่ากับ 20 เมตร

วิธีทำ

$$\begin{aligned}\text{HP Output ของระบบ} &= \frac{QH}{273} = \frac{(Q_A + Q_B) H}{273} \\ &= \frac{(780 + 600) \times 20}{273} \\ &= 101.1 \text{ แรงม้า}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{HP Input ของปั๊ม A} &= \frac{Q_A H}{273 \text{ Eff}_A} \\ &= \frac{780 \times 20}{273 \times 0.79} \\ &= 72.3 \text{ แรงม้า}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{HP Input ของปั๊ม B} &= \frac{Q_B H}{273 \text{ Eff}_B} \\ &= \frac{600 \times 20}{273 \times 0.72} \\ &= 61.0 \text{ แรงม้า}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{ดังนั้น ประสิทธิภาพรวมของระบบ} &= \frac{\text{output}}{\text{Input}_A + \text{Input}_B} \\ &= \frac{101.1}{72.3 + 61.0} = 0.758 \text{ หรือ } 75.8 \text{ เปอร์เซ็นต์}\end{aligned}$$

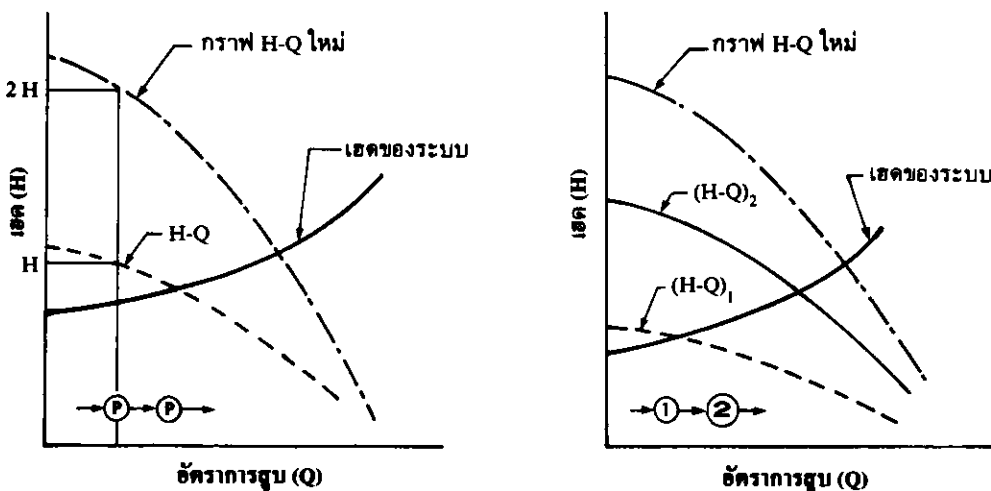
ขอให้สังเกตว่าเมื่อปั๊มสองเครื่องเป็นปั๊มชนิดเดียวกัน มีกราฟ H-Q เหมือนกันและประสิทธิภาพเท่ากัน ประสิทธิภาพของระบบผสมจะไม่แตกต่างจากประสิทธิภาพของปั๊มแต่ละเครื่อง

ข. เมื่อปั๊มทำงานร่วมกันแบบอนุกรม ในกรณีที่ปั๊มสองเครื่องหรือมากกว่าทำงานร่วมกันแบบอนุกรม กล่าวคือทางจ่ายของปั๊มเครื่องแรกต่อเข้ากับทางดูดของปั๊มเครื่องที่สอง ทางจ่ายของปั๊มเครื่องที่สองต่อเข้ากับทางดูดของปั๊มเครื่องที่สาม ฯลฯ จะเห็นได้ว่าอัตราการไหลผ่านปั๊มทุกเครื่องเท่ากันหมด แต่เฮดจะเพิ่มขึ้นเมื่อไหลผ่านปั๊มมากขึ้น ดังนั้นถ้าให้ปั๊มสองเครื่องที่มีคุณสมบัติเหมือนกันทุกอย่างทำงานร่วมกันแบบอนุกรม กราฟ H-Q ของระบบผสมนี้จะหาได้โดยการเพิ่มเฮดขึ้นเป็นสองเท่าที่ค่าอัตราการไหลค่าเดียวกัน ดังรูปที่ 5.11

การนำปั๊มมาทำงานร่วมกันนี้จะเป็นผลให้สามารถเพิ่มเฮดได้ตามต้องการ หลักการขื่อนี้นำมาใช้สำหรับปั๊มน้ำบาดาลแบบ Deep Well Turbine ซึ่งต้องการเฮดมาก ในกรณีที่ปั๊มทุกเครื่องมีคุณสมบัติเหมือนกันทุกอย่าง ประสิทธิภาพของระบบผสมจะไม่ต่างไปจากประสิทธิภาพของปั๊มเครื่องใดเครื่องหนึ่ง แต่ถ้าปั๊มนั้นแตกต่างกัน ประสิทธิภาพของระบบผสม (Eff) อาจหาได้จาก

$$\text{Eff} = \frac{\gamma \cdot Q (H_A + H_B)}{\beta (\text{Bhp at } H_A + \text{Bhp at } H_B)} \quad \dots\dots\dots (5.2)$$

โดย Q เป็นอัตราการไหลผ่านปั๊ม H_A และ H_B เป็นเฮดของปั๊ม A และ B เมื่อมีอัตราการไหล Q เท่ากัน ค่าแรงม้าที่ต้องการ Bhp เป็นค่าที่ตรงกับ H_A และ H_B , γ เป็นน้ำหนักจำเพาะของของเหลว และ β เป็นตัวแปลงหน่วยกำลังงานให้เป็นแรงม้า

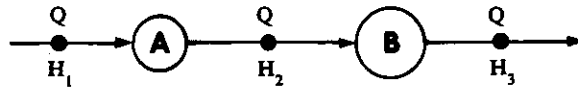


รูปที่ 5.11 กราฟ H-Q ของปั๊มสองเครื่องทำงานร่วมกันแบบอนุกรม (a) เมื่อปั๊มทั้งสองมีคุณสมบัติเหมือนกันทุกอย่าง และ (b) เมื่อปั๊มทั้งสองมีขนาดแตกต่างกัน

ตัวอย่างที่ 5.3

เมื่อปั๊มสองเครื่องทำงานร่วมกันแบบอนุกรมดังรูป จงพิสูจน์ว่าประสิทธิภาพของระบบผสม คือ

$$\text{Eff} = \frac{\gamma \cdot Q (H_A + H_B)}{\beta (\text{Bhp at } H_A + \text{Bhp at } H_B)}$$



วิธีทำ

ให้ Q_A เป็นอัตราการสูบของปั๊ม A

Q_B เป็นอัตราการสูบของปั๊ม B

Q เป็นอัตราการสูบของระบบ

เนื่องจากปั๊มทำงานร่วมกันแบบอนุกรม ดังนั้น

$$Q = Q_A = Q_B$$

ให้ H_1 เป็นเฮดที่ปลายท่อดูดของปั๊ม A

H_2 เป็นเฮดที่ปลายท่อจ่ายของปั๊ม A ซึ่งจะเท่ากับเฮดที่ปลายท่อดูดของปั๊ม B ด้วย

และ H_3 เป็นเฮดที่ปลายท่อจ่ายของปั๊ม B

ดังนั้น TDH ของปั๊ม A คือ $H_A = H_2 - H_1$

TDH ของปั๊ม B คือ $H_B = H_3 - H_2$

TDH ของระบบผสม คือ $H = H_3 - H_1 = H_A + H_B$

แรงม้าที่ระบบเพิ่มให้แก่ของเหลว

$$\begin{aligned} \text{HP Output} &= \frac{\gamma Q H}{\beta} \\ &= \frac{\gamma \cdot Q (H_A + H_B)}{\beta} \end{aligned}$$

แรงม้าที่ปั๊ม A และ B ใช้คำนวณได้โดย

$$\begin{aligned} \text{HP Input}_A &= \frac{\gamma \cdot Q H_A}{\beta \text{Eff}_A} \\ &= \text{Bhp at } H_A \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{HP Input}_B &= \frac{\gamma Q H_B}{\beta \text{Eff}_B} \\ &= \text{Bhp at } H_B \end{aligned}$$

$$\text{ประสิทธิภาพรวมของระบบ} = \frac{\text{Output}}{\text{Input}} = \frac{\gamma Q (H_A + H_B)}{\beta (\text{Bhp at } H_A + \text{Bhp at } H_B)}$$

ตัวอย่างที่ 5.4

นาย ก. ต้องการสูบน้ำจากแม่น้ำด้วยอัตรา 480 ลบ.เมตร/ ชั่วโมง โดยมี TDH ไม่น้อยกว่า 56 เมตร
 นาย ก. มีปั๊มซึ่งสูบน้ำได้ที่อัตราดังกล่าว แต่ให้ประสิทธิภาพดีที่สุดเท่ากับ 80 เปอร์เซ็นต์ เมื่อเฮดเท่ากับ 35 เมตร นาย ก. จึงไปซื้อปั๊มมาอีกเครื่องหนึ่งซึ่งจะให้เฮด 24 เมตร เมื่ออัตราการสูบ 480 ลบ.เมตร/ ชั่วโมง และประสิทธิภาพเท่ากับ 74 เปอร์เซ็นต์ จงหาว่า เมื่อนำปั๊มทั้งสองมาทำงานร่วมกันแบบอนุกรม ประสิทธิภาพรวมของระบบจะเท่ากับเท่าไร

วิธีทำ

$$Q = 480 \text{ ลบ.เมตร/ ชั่วโมง}$$

$$H = H_A + H_B$$

$$= 35 + 24 = 59 \text{ เมตร}$$

$$\begin{aligned} \text{ดังนั้น HP Output ของระบบ} &= \frac{QH}{273} \\ &= \frac{480 \times 59}{273} \\ &= 103.7 \text{ แรงม้า} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{HP Input ของปั๊มเครื่องแรก} &= \frac{QH}{273 \text{ Eff}} \\ &= \frac{480 \times 35}{273 \times 0.80} = 76.9 \text{ แรงม้า} \end{aligned}$$

$$\text{HP Input ของปั๊มที่ซื้อใหม่} = \frac{480 \times 24}{273 \times 0.74} = 57.0 \text{ แรงม้า}$$

$$\begin{aligned} \text{ดังนั้น ประสิทธิภาพรวมของระบบ} &= \frac{\text{Output}}{\text{Input}} \\ &= \frac{103.7}{76.9 + 57.0} = 0.774 \\ &= 77.4 \text{ เปอร์เซ็นต์} \end{aligned}$$

Affinity Laws

ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการสูบและเฮดหรือกราฟ H-Q ของปั๊มที่ได้อธิบายไว้ในหัวข้อที่แล้ว ได้มาโดยการทดลองให้ปั๊มซึ่งมีใบพัดขนาดหนึ่งทำงานด้วยรอบความเร็วคงที่ เท่ากับความเร็วมาตรฐานของมอเตอร์แบบต่าง ๆ ดังเช่นที่แสดงไว้ในตารางที่ 5.1 อย่างไรก็ตามในการนำปั๊มเหล่านี้ไปใช้งานจริงสภาพการทำงานของปั๊มอาจจะไม่เหมือนกับที่ทำการทดลองไว้ ความแตกต่างดังกล่าวนี้อาจจะแบ่งออกเป็น 2 ลักษณะด้วยกัน คือ

ตารางที่ 5.1 รอบความเร็วและกำลังงานของมอเตอร์

กระแสไฟฟ้า	รอบความเร็ว รอบต่อนาที (rpm)			
50 เฮิรตซ์ (Hz)	725	960	1450*	2900
60 เฮิรตซ์ (Hz)	870	1160	1750*	3500
กำลังงานของมอเตอร์	กระแสไฟฟ้าที่ต้องการ			
ไม่เกิน 5 kW (7 hp)	110 V หรือ 220 V		เฟสเดียว	
5 - 20 kW (7-25 hp)	220 V		สามเฟส	
มากกว่า 20 kW (25 hp)	440 V		สามเฟส	

* รอบความเร็วที่ใช้กันมากที่สุด

ก. รอบความเร็วของใบพัดเปลี่ยนไป ข้อแตกต่างนี้เกิดขึ้นอยู่เสมอเมื่อใช้เครื่องยนต์เป็นต้นกำลัง ทั้งนี้เพราะตลอดช่วงการทำงานของเครื่องยนต์นั้นรอบความเร็วอาจแตกต่างกันได้มาก การเปลี่ยนแปลงชนิดของมอเตอร์ก็อาจทำให้รอบความเร็วเปลี่ยนไปได้เช่นเดียวกัน

ข. ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของใบพัดเปลี่ยนไป เนื่องจากช่วงการทำงานของปั๊มแบบเซนตริฟูกอล นั้นกว้างขวางมาก บริษัทผู้ผลิตไม่สามารถผลิตใบพัดให้พอเหมาะกับความต้องการใช้งานทุกขนาดได้ ดังนั้นสำหรับเรือนปั๊ม (Casing) ขนาดหนึ่งผู้ผลิตจะออกแบบให้ใช้ได้กับใบพัดหลาย ๆ ขนาด เช่น ใช้ได้กับใบพัดขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 8 ถึง 12 นิ้ว เป็นต้น และถ้าการทำงานของใบพัดที่มีไม่เหมาะกับความต้องการ เช่น ที่อัตราการสูบน้ำขนาดหนึ่ง ใบพัดขนาด 10 นิ้วจะให้เฮดมากเกินไป แต่ถ้าใช้ใบพัดขนาด 9 นิ้วจะได้เฮดน้อยเกินไป ในกรณีนี้จึงจำเป็นต้องคำนวณหาขนาดที่เหมาะสมแล้วเจียร (Trim) ใบพัดขนาด 10 นิ้วลงมาให้พอดีกับความต้องการ เป็นต้น

การแก้ปัญหาเมื่อลักษณะการทำงานของปั๊มแตกต่างไปจากกราฟ H-Q ที่บริษัทผู้ผลิตทดลองไว้ ดังเช่นที่อธิบายไว้ข้างบน ทำได้โดยใช้กฎเกณฑ์ที่เรียกว่า Affinity Laws : คือ

ก. เมื่อขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของใบพัดมีค่าคงที่แต่มีการเปลี่ยนแปลงรอบความเร็ว

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{N_1}{N_2} \quad \dots\dots\dots (5.3 \text{ a})$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{N_1}{N_2} \right)^2 \quad \dots\dots\dots (5.3 \text{ b})$$

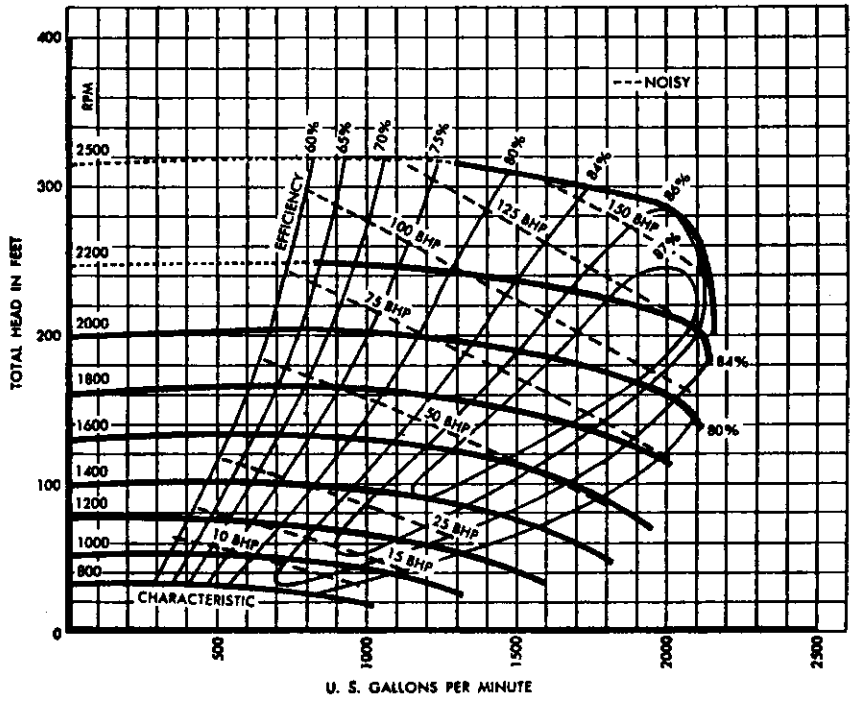
$$\frac{Bhp_1}{Bhp_2} = \left(\frac{N_1}{N_2} \right)^3 \quad \dots\dots\dots (5.3 \text{ c})$$

ในเมื่อ Q_1 , H_1 และ Bhp_1 เป็นอัตราการสูบ เฮดและแรงม้าที่ต้องการ (Brake Horsepower) เมื่อปั๊มทำงานด้วยอัตราเร็ว N_1 และ Q_2 , H_2 และ Bhp_2 เป็นอัตราการสูบ เฮดและแรงม้าที่ต้องการ เมื่อความเร็วการหมุนของปั๊มเปลี่ยนไปเป็น N_2

ความสัมพันธ์ที่ให้ไว้ในสมการ 5.3 ทั้งสามสมการนั้นถือว่าประสิทธิภาพการทำงานของปั๊มจะไม่เปลี่ยนไปตามรอบความเร็วที่เปลี่ยนไป ข้อสมมุติดังกล่าวนี้จะใกล้เคียงกับความเป็นจริงถ้าหากรอบความเร็วเปลี่ยนไม่เกิน 25 เปอร์เซ็นต์ของรอบความเร็วที่ได้ออกแบบไว้

สมการทั้งสามข้างบนนั้นใช้ได้กับปั๊มแบบเซนตริฟูกอลทุกประเภท ไม่ว่าปั๊มจะเป็นแบบ Radial Flow, Mixed Flow, Axial Flow หรือ Regenerative Turbine สำหรับสมการ (5.3 a) ใช้ได้กับปั๊มแบบโรตารีและแบบลูกสูบชัก (Reciprocating) ด้วย

เมื่อรอบการหมุนของปั๊มเพิ่มขึ้น กราฟ H-Q จะยังคงรักษารูปร่างลักษณะของเส้นคงเดิมแต่เฮดจะเพิ่มสูงขึ้น กล่าวคือเส้นกราฟจะเลื่อนสูงขึ้นหรือเลื่อนต่ำลง ถ้ารอบความเร็วของปั๊มสูงขึ้นหรือลดลง ลักษณะการทำงานของปั๊มเมื่อรอบความเร็วเปลี่ยนไปแสดงไว้ในรูปที่ 5.12 ในกรณีที่มีข้อมูลเช่นรูปนี้อยู่ การหาผลกระทบของการเปลี่ยนแปลงความเร็วของปั๊มจะทำให้ถูกต้องดีกว่าการใช้สมการที่ 5.3



รูปที่ 5.12 ลักษณะการทำงานของปั๊มเมื่ออัตราการหมุนของปั๊มเปลี่ยนไป

ข. เมื่อรอบความเร็วมีค่าคงที่ แต่ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของใบพัดเปลี่ยนไป

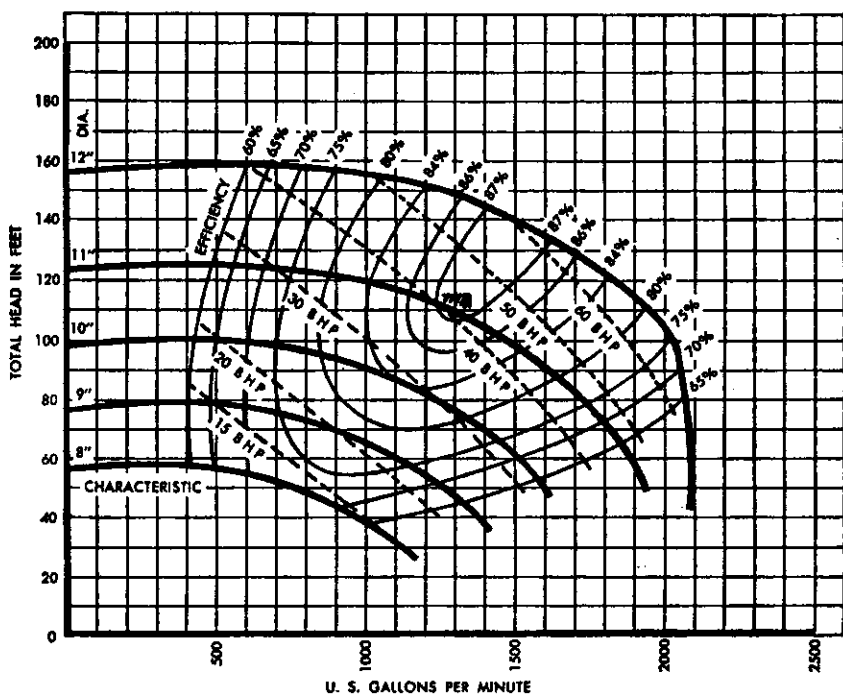
$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{D_1}{D_2} \quad \dots\dots\dots (5.4 \text{ a})$$

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \quad \dots\dots\dots (5.4 \text{ b})$$

$$\frac{Bhp_1}{Bhp_2} = \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^3 \quad \dots\dots\dots (5.4 \text{ c})$$

ในเมื่อ Q_1 , H_1 และ Bhp_1 เป็นอัตราการสูบ เซดและแรงม้าที่ต้องการ เมื่อใบพัดมีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง D_1 และ Q_2 , H_2 และ Bhp_2 เป็นอัตราการสูบ เซดและแรงม้าที่ต้องการ เมื่อขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของใบพัดเปลี่ยนไปเป็น D_2 ตามลำดับ สมการ (5.4) นี้ใช้ได้กับปั๊มเซนตริฟูกอลประเภท Radial Flow เท่านั้น

ลักษณะการทำงานของปั๊มเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของใบพัดก็เช่นเดียวกันกับเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงความเร็ว ตัวอย่างกราฟ H-Q สำหรับปั๊มซึ่งมีใบพัดเหมือนกันแต่มีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางตั้งแต่ 8 ถึง 12 นิ้ว แสดงไว้ในรูปที่ 5.13



รูปที่ 5.13 ลักษณะการทำงานของปั๊มซึ่งหมุนด้วยอัตรา 1750 รอบต่อนาที
แต่ขนาดของใบพัดเปลี่ยนจาก 8 ถึง 12 นิ้ว

ตัวอย่างที่ 5.5

ปั๊มตัวอย่างในรูปที่ 5.12 สูบน้ำได้ 1,700 แกลลอนต่อนาที ที่เฮด 180 ฟุต และแรงม้าที่ปั๊มต้องการ (Bhp) เท่ากับ 84 แรงม้า เมื่อใบพัดหมุนด้วยความเร็ว 2,000 รอบต่อนาที จงหาอัตราการสูบเฮดและ Bhp เมื่อรอบความเร็วเปลี่ยนไปเป็น 1,600 รอบต่อนาที

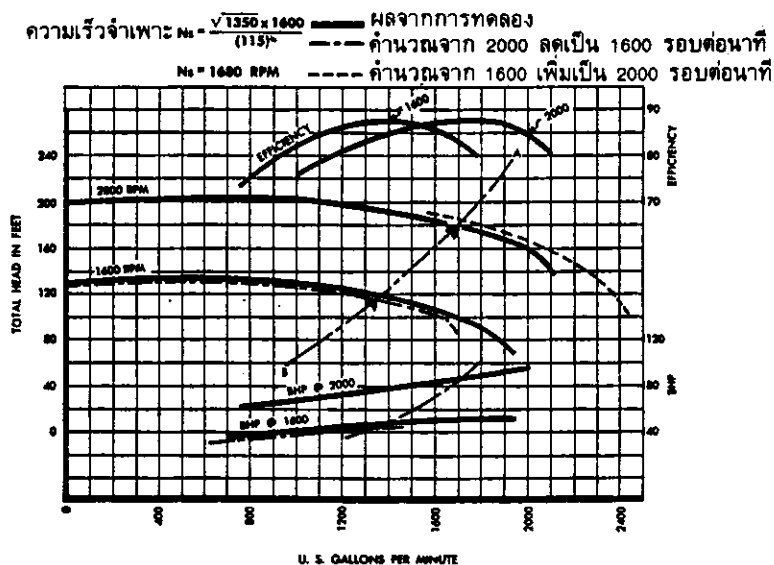
วิธีทำ

$$\begin{aligned}
 \text{สมการ 5.3a :} \quad \frac{Q_1}{Q_2} &= \frac{N_1}{N_2} \\
 Q_1 &= \frac{1,600}{2,000} \times 1,700 \\
 &= 1,360 \text{ แกลลอนต่อนาที} \\
 \text{สมการ 5.3b :} \quad \frac{H_1}{H_2} &= \left(\frac{N_1}{N_2} \right)^2 \\
 H_1 &= \left(\frac{1,600}{2,000} \right)^2 \times 180 \\
 &= 115.2 \text{ ฟุต} \\
 \text{สมการ 5.3c :} \quad \frac{\text{Bhp}_1}{\text{Bhp}_2} &= \left(\frac{N_1}{N_2} \right)^3 \\
 \text{Bhp}_1 &= \left(\frac{1,600}{2,000} \right)^3 \times 84 \\
 &= 43 \text{ แรงม้า}
 \end{aligned}$$

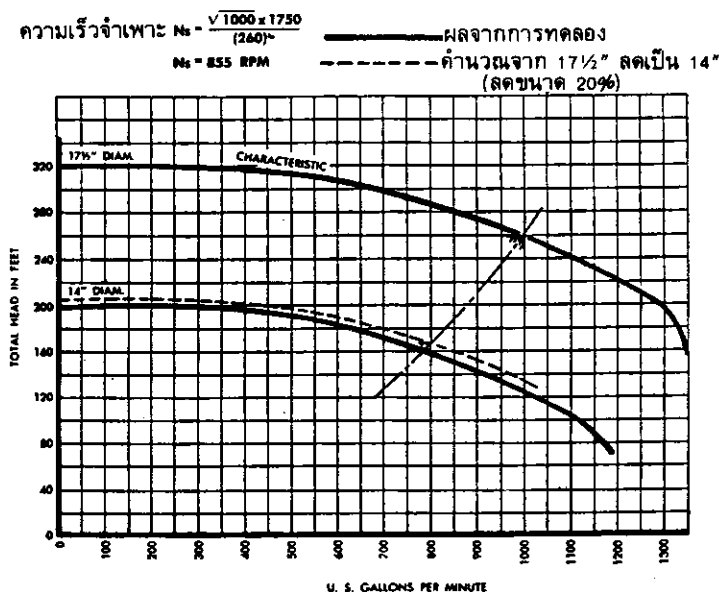
เมื่อนำค่าที่ได้จากการคำนวณไปเปรียบเทียบกับรูปที่ 5.12 ซึ่งได้จากการทดลองจะเห็นว่าค่าทั้งสองใกล้เคียงกันมาก แสดงว่ากฎเกณฑ์ทั้งสามของสมการ 5.3 ให้ค่าที่ถูกต้องดีและถ้าหากมีการคำนวณเชิงตัวอย่างข้างบนนี้หลาย ๆ จุด ก็จะสามารถสร้างกราฟแสดงการทำงานของปั๊มสำหรับรอบความเร็วใหม่ได้ สำหรับตัวอย่างนี้ กราฟที่ได้จากการคำนวณโดยใช้สมการ 5.3 และที่ได้จากการทดลองเมื่อความเร็วเปลี่ยนจาก 2,000 รอบต่อนาที ไปเป็น 1,600 รอบต่อนาที แสดงไว้ในรูปที่ 5.14

โดยใช้กฎเกณฑ์ของสมการ 5.3 เราสามารถหาลักษณะการทำงานของปั๊มเมื่อรอบความเร็วเปลี่ยนจาก 1,600 ไปเป็น 2,000 รอบต่อนาที ได้เช่นเดียวกัน ผลจากการคำนวณซึ่งเป็นเส้นประในรูป 5.14 แสดงให้เห็นอีกครั้งว่า กฎเกณฑ์ของสมการ 5.3 หรือ Affinity Law นั้นให้ค่าถูกต้องเชื่อถือได้

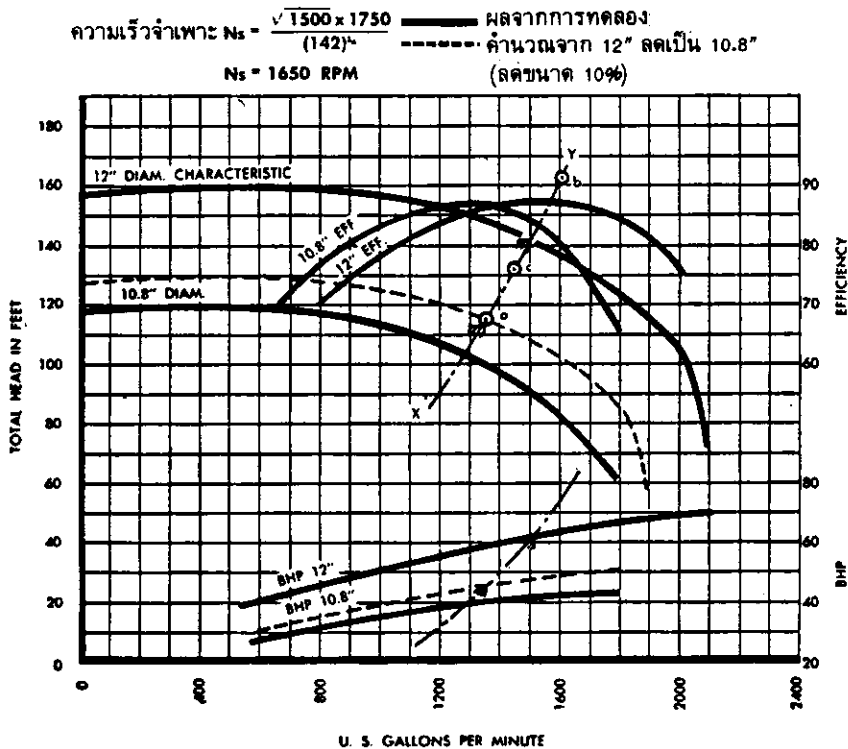
สำหรับกฎเกณฑ์ในสมการที่ 5.4 ซึ่งใช้เมื่อรอบความเร็วมีค่าคงที่แต่ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของใบพัดมีค่าเปลี่ยนไปนั้นจะไม่ให้ความละเอียดถูกต้องดีเหมือนสมการ 5.3 ทั้งนี้เพราะว่ามีการเปลี่ยนแปลงใบพัดโดยตรง ซึ่งทำให้คุณสมบัติบางอย่างที่ออกแบบไว้เปลี่ยนไป ดังนั้น ถ้าต้องการเปลี่ยนแปลงขนาดของใบพัดด้วยตนเองแล้วควรจะปรึกษาบริษัทผู้ผลิตเสียก่อน



รูปที่ 5.14 เปรียบเทียบผลการคำนวณโดยใช้ Affinity Laws กับที่ได้จากการทดลอง เมื่อมีการเปลี่ยนรอบ ความเร็วจาก 2,000 ไปเป็น 1,600 และจาก 1,600 ไปเป็น 2,000 รอบต่อนาที



รูปที่ 5.15 เปรียบเทียบผลการคำนวณโดยใช้ Affinity Laws เมื่อลดขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของใบพัดจาก 17.5 นิ้วลงมาเหลือ 14 นิ้ว (เส้นประ) กับค่าที่ได้จากการทดลอง (เส้นเต็ม) สำหรับใบพัดซึ่งมีความเร็วจำเพาะต่ำมาก ($N_s = 855$ รอบต่อนาที)



รูปที่ 5.16 แสดงให้เห็นถึงความคลาดเคลื่อนเมื่อใช้ Affinity Law กับปั๊มที่มีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางเล็ก เมื่อลดขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางจาก 12 นิ้ว เหลือ 10.8 นิ้ว ความเร็วจำเพาะของปั๊มเท่ากับ 1650 รอบต่อนาที

รูปที่ 5.15 เปรียบเทียบให้เห็นผลที่ได้จากการคำนวณโดยใช้สมการ 5.4 กับที่ได้จากการทดลอง ซึ่งจะเห็นได้ว่าให้ความถูกต้องดี แต่ถ้าพิจารณาจากรูปที่ 5.16 แล้วจะเห็นได้ว่ามีความแตกต่างกันมาก การที่ผลการคำนวณให้ความถูกต้องแตกต่างกันมากก็เนื่องมาจากขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของปั๊มแตกต่างกัน ในรูปที่ 5.15 เป็นการลดขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางจาก 17.5 นิ้วลงเหลือ 14 นิ้วหรือลด 20 เปอร์เซ็นต์ แต่รูปที่ 5.16 ขนาดของปั๊มเล็กกว่าคือ 12 นิ้ว ถึงแม้ว่าจะลดขนาดลงเพียง 10 เปอร์เซ็นต์ คือลดลงเหลือ 10.8 นิ้ว แต่ก็ทำให้ความถูกต้องของ Affinity Law ลดลงมาก และนี่ก็เป็นเหตุผลสำคัญที่จำกัดให้ใช้สมการ 5.4 กับปั๊มแบบ Radial Flow ซึ่งมีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางใหญ่กว่าประเภทอื่นเท่านั้น ลักษณะของปั๊มอาจบอกได้ด้วยค่าความเร็วจำเพาะ (Specific Speed) ซึ่งจะได้กล่าวถึงในหัวข้อต่อไป ปั๊มที่มีความเร็วจำเพาะน้อยจะมีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางโตกว่าปั๊มที่มีความเร็วจำเพาะสูง ดังนั้น การเปลี่ยนแปลงปั๊มในรูปที่ 5.15 ซึ่งมีความเร็วจำเพาะเท่ากับ 855 รอบต่อนาทีจึงเป็นไปตามกฎเกณฑ์ของ Affinity Law มากกว่าปั๊มในรูป 5.16 ซึ่งมีความเร็วจำเพาะเท่ากับ 1650 รอบต่อนาที

ความเร็วจำเพาะ (Specific Speed)

ในปั๊มแบบเซนตริฟูกอล ของเหลวที่ไหลเข้ามาสู่ศูนย์กลางของใบพัดจะถูกเพิ่มพลังงานโดยแรงกระทำของครีบบใบพัดและแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลาง อัตราการเพิ่มพลังงานต่อหนึ่งหน่วยปริมาตรของของเหลวจะขึ้นอยู่กับลักษณะรูปทรงของใบพัดและอัตราการหมุน ตัวแปรที่เกี่ยวข้องกับรูปทรงของใบพัดที่ผู้ออกแบบกำหนดขึ้นเพื่อให้เหมาะสมกับการทำงานก็มี ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง ช่องเปิดระหว่างฝาประกบ หรือความหนาของใบพัด ทิศทางการไหลออกจากใบพัด จำนวนและความโค้งของครีบบใบพัด ฯลฯ เป็นต้น ใบพัดที่มีรัศมีโตและช่องเปิดระหว่างฝาประกบแคบจะให้พลังงานต่อหนึ่งหน่วยปริมาตรของของเหลวมากกว่าใบพัดที่มีรัศมีเล็กและช่องเปิดกว้าง ดังนั้น จึงเหมาะสำหรับงานที่ต้องการเฮดสูงแต่อัตราการสูบไม่มากนัก เป็นต้น ใบพัดที่ส่งของเหลวออกในแนวขนานกับเพลลา (Axial Flow) จะให้อัตราการสูบสูงแต่เฮดต่ำ

การที่จะเลือกใช้ปั๊มที่มีใบพัดลักษณะไหนนั้น พิจารณาได้จากความเร็วจำเพาะ (Specific Speed) ซึ่งคำนวณโดย

$$N_s = \frac{\text{rpm} \sqrt{\text{gpm}}}{H^{0.75}} \quad \dots\dots\dots (5.5a)$$

ในเมื่อ

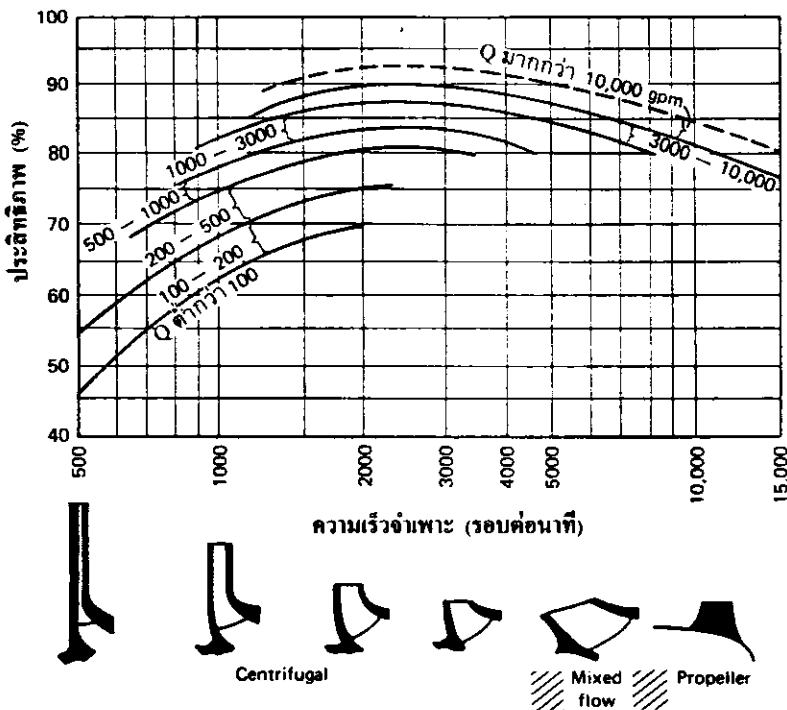
N_s	=	ความเร็วจำเพาะมีหน่วยเป็นรอบต่อนาที
rpm	=	อัตราการหมุนของใบพัดเป็นรอบต่อนาที
gpm	=	อัตราการสูบของปั๊มเป็นแกลลอนต่อนาที
H	=	เฮดรวมหรือ Total Dynamic Head (TDH) ที่ต้องการให้ปั๊มทำงานเป็นฟุต

ในกรณีที่ปั๊มมีหลายชั้น (Stage) ค่า H จะเป็น TDH ต่อหนึ่งชั้น สำหรับการคำนวณในระบบ SI สมการสำหรับความเร็วจำเพาะ คือ

$$N_s = \frac{1.633 \text{ rpm} \sqrt{\text{lps}}}{H_m^{0.75}} \quad \dots\dots\dots (5.5 b)$$

โดย N_s และ rpm มีหน่วยเป็นรอบต่อนาทีเช่นเดียวกันกับสมการที่ 5.5a แต่ lps เป็นอัตราการสูบเป็นลิตรต่อวินาที และ H_m เป็นเฮดรวม (TDH) ต่อปั๊ม 1 ชั้นมีหน่วยเป็นเมตร

โดยแท้จริงแล้วความเร็วจำเพาะไม่ได้เป็นความเร็วในความหมายที่ใช้กันโดยทั่วไป แต่เป็นตัวเอชที่ใช้บ่งลักษณะการออกแบบของใบพัดมากกว่า เช่น ปั๊มซึ่งมีความเร็วจำเพาะระหว่าง 500 ถึง 3,000 จะมีทิศทางการไหลออกตั้งฉากกับเพลลา (Radial Flow) จาก 3,000 ถึง 8,000 ทิศทางการไหลออกจะทำมุมระหว่าง 45 ถึง 80 องศากับเพลลา (Mixed Flow) และปั๊มที่มีความเร็วจำเพาะจากประมาณ 8,000 ถึง 15,000



รูปที่ 5.17 ความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วจำเพาะ รูปร่างของใบพัด อัตราการสูบ และประสิทธิภาพของแต่ละแบบ

จะมีทิศทางการไหลออกขนานกับเพลลา (Axial Flow) เป็นต้น ขณะที่ความเร็วจำเพาะมีค่าเพิ่มขึ้นรัศมีของใบพัดจะเล็กลงและทิศทางการไหลออกจะเปลี่ยนจากในแนวตั้งฉากกับเพลลามาเป็นขนานกับเพลลา ใบพัดสองขนาดที่มีรูปร่างลักษณะเหมือนกัน แต่เพิ่มหรือลดขนาดในสัดส่วนเดียวกันทุกด้านจะมีความเร็วจำเพาะเท่ากัน

ความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วจำเพาะ รูปร่างของใบพัด อัตราการสูบและประสิทธิภาพของแต่ละแบบแสดงไว้ในรูปที่ 5.17

ตัวอย่างที่ 5.6

จงเลือกปั๊มแบบเซนตริฟูกอลที่จะใช้สูบน้ำด้วยอัตรา 3,000 แกลลอนต่อนาที โดยมีเฮดเท่ากับ 8 ฟุต และจงหาขนาดของเครื่องยนต์ที่จะใช้กับปั๊มนี้ ถ้าสมมุติว่ารอบความเร็วของเครื่องยนต์เท่ากับ 800 รอบต่อนาที

วิธีทำ

คำนวณความเร็วจำเพาะ

$$N_s = \frac{\text{rpm.} \cdot \sqrt{\text{gpm}}}{H^{0.75}}$$

$$N_s = \frac{800 \sqrt{3,000}}{8^{0.75}} = 9,212 \text{ รอบต่อนาที}$$

จากรูปที่ 5.17 ปั๊มที่เหมาะสมกับงานนี้ควรจะเป็นแบบ Axial Flow หรือ Propeller และประสิทธิภาพของปั๊มจะมีค่าประมาณ 78 เปอร์เซ็นต์

$$\begin{aligned} \text{Whp} &= \frac{Q \cdot \text{TDH}}{3960} \\ &= \frac{3,000 \times 8}{3960} = 6.06 \text{ แรงม้า} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{แรงม้าของเครื่องยนต์ที่ต้องการ} &= \frac{\text{Whp}}{\text{ประสิทธิภาพของปั๊ม}} \\ &= \frac{6.06}{0.78} = 7.77 \text{ แรงม้า} \end{aligned}$$

ดังนั้นจะต้องใช้เครื่องยนต์ขนาด 7.5 แรงม้า หรือ 10 แรงม้าถ้าไม่ต้องการให้เครื่องยนต์ทำงานเกินกำลัง หรือเผื่อไว้เมื่อประสิทธิภาพของเครื่องยนต์จะลดลงเมื่อใช้งานนานขึ้น

ตัวอย่างที่ 5.7

ปั๊มน้ำบาดาลแบบ Vertical Turbine ขนาด 6 ชั้น สูบน้ำด้วยอัตรา 350 ลบ.เมตรต่อชั่วโมง จงหาความเร็วจำเพาะถ้าหากมอเตอร์หมุนด้วยความเร็ว 1450 รอบต่อนาที และ TDH เท่ากับ 300 เมตร

วิธีทำ

$$\begin{aligned} N_s &= \frac{1.633 \text{ rpm } \sqrt{\text{lbs.}}}{H_m^{0.75}} \\ \text{rpm} &= 1450 \text{ รอบต่อนาที} \\ Q &= 350 \text{ ม}^3/\text{ชม.} \\ &= \frac{350 \times 1000}{60 \times 60} = 97.22 \text{ ลิตร/วินาที} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} H_m &= \text{เฮดต่อปั๊ม 1 ชั้น} \\ &= 300 / 6 = 50 \text{ เมตร} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{ดังนั้น} \quad N_s &= \frac{1.633 \times 1450 \sqrt{97.22}}{(50)^{0.75}} \\ &= 1242 \text{ รอบต่อนาที} \end{aligned}$$

ตัวอย่างที่ 5.8

ต้องการสูบน้ำด้วยอัตรา 600 ลบ.เมตรต่อชั่วโมง โดยมี TDH เท่ากับ 50 เมตร อยากจะทราบว่า จะต้องให้ใบพัดหมุนด้วยความเร็วเท่าใดจึงจะให้ประสิทธิภาพสูงสุด

วิธีทำ

$$\begin{aligned} Q &= 600 \text{ ลบ.เมตร/ ชั่วโมง} = 600 \times 4.403 \text{ แกลลอนต่อนาที} \\ &= 2642 \text{ แกลลอนต่อนาที} \end{aligned}$$

$$H = 50 \text{ เมตร} = 50 \times 3.28 = 164 \text{ ฟุต}$$

จากรูปที่ 5.17 เมื่อสูบน้ำด้วยอัตรา 2,642 แกลลอนต่อนาที ถ้าความเร็วจำเพาะเท่ากับประมาณ 2,400 รอบต่อนาที ประสิทธิภาพของปั๊มจะสูงสุด คือประมาณ 86 เปอร์เซ็นต์

$$\begin{aligned} \text{จาก } N_s &= \frac{\text{rpm} \sqrt{\text{gpm}}}{H^{0.75}} \\ \text{rpm} &= \frac{N_s \cdot H^{0.75}}{\sqrt{\text{gpm}}} \\ &= \frac{2,400 (164)^{0.75}}{\sqrt{2642}} \\ &= 2140 \text{ รอบต่อนาที} \end{aligned}$$

ดังนั้น รอบการหมุนของปั๊มที่จะให้ประสิทธิภาพสูงสุดคือ 2140 รอบต่อนาที

Net Positive Suction Head (NPSH)

ในชีวิตประจำวันเราพบว่าของเหลวจะเดือดและกลายเป็นไอถ้าอุณหภูมิสูงพอ แต่ตามความเป็นจริง แล้วของเหลวอาจเดือดกลายเป็นไอที่อุณหภูมิไม่สูงนักก็ได้ ถ้าหากความดันบนผิวของของเหลวลดลงมากพอ

การทำงานของปั๊มโดยทั่ว ๆ ไปจะเป็นการลดความดันในห้องสูบลงให้ต่ำกว่าความกดดันของบรรยากาศก่อนที่จะเพิ่มพลังงานให้กับของเหลว ดังนั้นถ้าของเหลวอยู่ระดับเดียวกันกับศูนย์กลางของปั๊ม แรงที่ขับเคลื่อนให้ของเหลวไหลเข้าไปสู่ห้องสูบก็จะมีแต่ความกดดันของบรรยากาศเพียงอย่างเดียว หรือถ้าระดับของของเหลวอยู่สูงกว่าก็จะมีแรงดันจากของเหลวมาช่วยด้วย ในทางตรงกันข้าม ถ้าหากของเหลวอยู่ต่ำกว่าปั๊ม แรงขับเคลื่อนก็จะลดลง เนื่องจากเราไม่ต้องการให้ของเหลวกลายเป็นไอ ความกดดันให้ของเหลวไหลเข้าไปในห้องสูบที่เป็นประโยชน์อย่างแท้จริงก็คือความกดดันที่หน้าห้องสูบเฉพาะส่วนที่มากกว่าความดันไอของของเหลวนั้น

NPSH ก็คือความดันสัมบูรณ์ (Absolute pressure) ทั้งหมด โดยบอกเป็นแท่งความสูงของของเหลว หรือเฮดที่หน้าห้องสูบที่ก่อให้เกิดการไหลของของเหลวเข้าไปในห้องสูบของปั๊ม ลบด้วยความดันไอของของเหลวนั้น

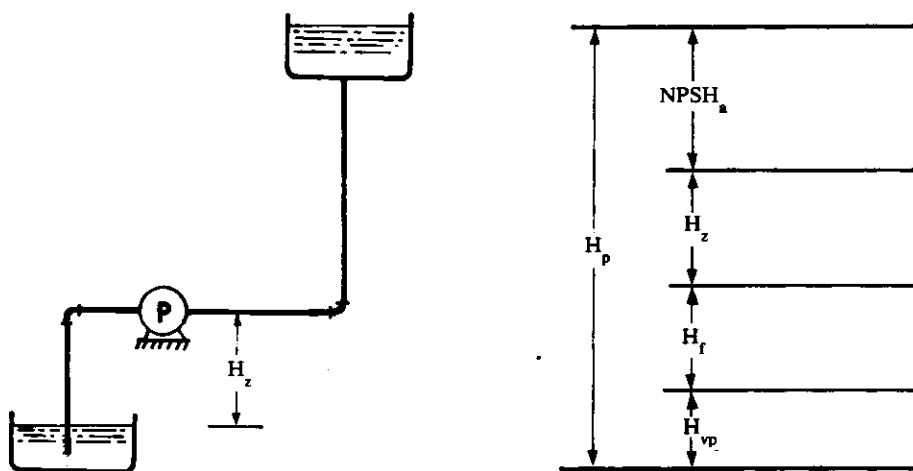
หลักการของ NPSH ใช้ได้กับปั๊มทุกประเภทไม่ว่าจะเป็นแบบเซนตริฟูกอล โรตารี หรือแบบ ลูกสูบชัก ค่า NPSH มีความสำคัญต่อการทำงานของปั๊มมากเพราะว่าถ้าค่านี้ไม่มากพอของเหลวในห้องสูบจะกลายเป็นไอซึ่งมีผลให้ประสิทธิภาพการทำงานลดลงมาก ปั๊มจะเกิดการสั่นสะเทือนอย่างรุนแรง อาจเกิดการกัดกร่อนเนื้อโลหะของใบพัดหรือห้องสูบและทำความเสียหายให้แก่ปั๊มได้ การกัดกร่อนเนื้อโลหะเนื่องจากสาเหตุดังกล่าวนี้เรียกว่า คาวิเทชัน (Cavitation)

NPSH มีอยู่ 2 แบบด้วยกันคือ **NPSH ที่ต้องการ** (Required NPSH, $NPSH_r$) และ **NPSH ที่มีอยู่** (Available NPSH, $NPSH_a$) สำหรับค่าแรกเป็นค่าที่ขึ้นอยู่กับลักษณะการออกแบบปั๊มซึ่งจะเปลี่ยนไปตามลักษณะ อัตราการสูบ ความเร็ว ฯลฯ ค่าดังกล่าวนี้บริษัทผู้ผลิตจะบอกมาพร้อมกับรายละเอียดอย่างอื่นของปั๊ม ส่วน $NPSH_a$ ขึ้นอยู่กับสภาพการทำงานที่ปั๊มนั้นติดตั้งอยู่ กล่าวคือเป็นเฮดที่มีอยู่จริงตามลักษณะการติดตั้ง ถ้าหากจะให้ปั๊มทำงานอย่างมีประสิทธิภาพแล้ว **NPSH ที่มีอยู่จริงจะต้องไม่น้อยกว่าค่าที่ต้องการสำหรับปั๊มนั้น**

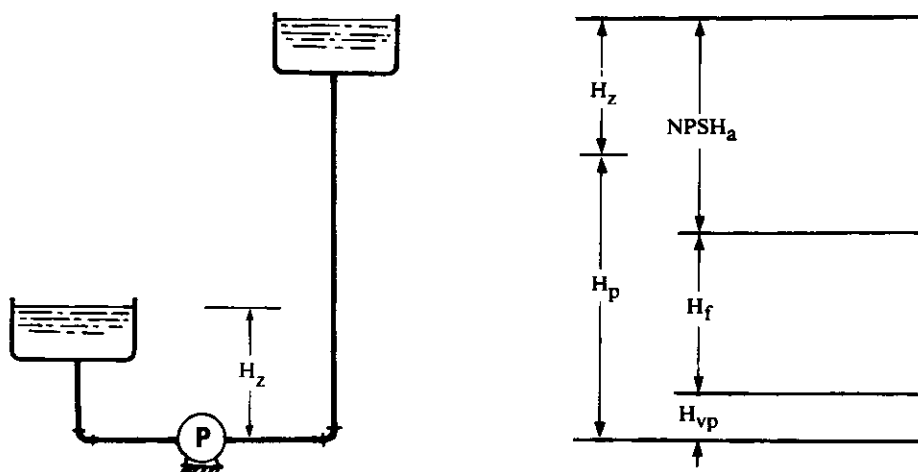
การคำนวณเกี่ยวกับ NPSH อาจจะพิจารณาได้โดยถือว่าความดันสูงสุดที่ก่อให้เกิดการไหลเข้าไปสู่ศูนย์กลางของใบพัดมีค่าไม่เกินความดันจริงบนผิวของของเหลว หรือความดันของบรรยากาศเมื่อผิวของของเหลวเปิดสู่บรรยากาศ (ประมาณ 101.325 kN/m^2 หรือคิดเป็นความสูงของแท่งน้ำ 10.33 เมตร ที่ระดับน้ำทะเลปานกลาง) เมื่อมีการไหลในท่อดูดของปั๊มก็จะมี การสูญเสียพลังงานในท่อซึ่งจะต้องนำเอามาหักออก และเนื่องจากเราไม่ต้องการให้ของเหลวกลายเป็นไอ ดังนั้น เพื่อความปลอดภัยจะต้องนำเอาความดันไอของของเหลวมาหักออกไว้เสียก่อน เหลือเท่าใดจึงเป็นความดันที่เหลืออยู่ที่หน้าห้องสูบ ($NPSH_a$) ในกรณีที่ระดับของของเหลวเท่ากับระดับศูนย์กลางของใบพัด แต่ถ้าของเหลวมีระดับต่ำกว่าก็จะต้องนำเอาความต่างระดับนั้นมาหักออกอีกเหลือเท่าใดจึงเป็น $NPSH_a$ ในทางตรงกันข้าม ถ้าของเหลวอยู่สูงกว่าศูนย์กลางของใบพัด ก็จะต้องเอาความต่างระดับนั้นมาบวกจึงจะได้เป็น $NPSH_a$

ในกรณีที่เป็นการติดตั้งปั๊มที่ทราบ $NPSH_r$ ความแตกต่างระหว่างความดันของบรรยากาศกับผลรวมของการสูญเสียพลังงานทางท่อดูด (Head losses) $NPSH_r$ และความดันไอจะเป็นสิ่งบอกให้ทราบว่า จะสามารถติดตั้งปั๊มให้อยู่สูงกว่าระดับของของเหลวได้มากที่สุดเท่าใด เช่น ถ้าความดันของบรรยากาศมีค่าสูงกว่าผลรวมดังกล่าว 5 เมตรก็จะบอกได้ว่าจะตั้งปั๊มสูงกว่าระดับผิวของของเหลวได้ไม่เกิน 5 เมตร แต่ถ้าความดันของบรรยากาศมีค่าน้อยกว่าผลรวมที่กล่าว 3 เมตร ก็จะต้องติดตั้งปั๊มให้อยู่ต่ำกว่าผิวของของเหลวไม่น้อยกว่า 3 เมตรปั๊มจึงจะมี NPSH ไม่น้อยกว่าที่ต้องการ เป็นต้น

หลักการที่ได้อธิบายข้างต้นนี้สามารถทำความเข้าใจได้ง่ายขึ้นมากเมื่อพิจารณาจากรูปที่ 5.18 และ



รูปที่ 5.18 $NPSH_a$ เมื่อปั๊มอยู่สูงกว่าระดับของของเหลวทางด้านดูด



รูปที่ 5.19 $NPSH_a$ เมื่อปั๊มอยู่ต่ำกว่าระดับของของเหลวทางด้านดูด

ก. เมื่อปั๊มอยู่สูงกว่าระดับของของเหลวทางด้านดูด

$$NPSH_a = H_p - H_{vp} - H_f - H_z \quad \dots\dots\dots (5.6)$$

ในเมื่อ H_p = ความดันสัมบูรณ์ (Absolute pressure) บนผิวของของเหลวทางด้านดูด โดยบอกเป็นแห่งความสูงของของเหลวที่อุณหภูมิเดียวกันกับของเหลวนั้น ในกรณีที่เป็นการวัดความดันของบรรยากาศ H_p จะเป็นค่าความกดดันจริงที่ระดับความสูงของของเหลว

H_{vp} = ความดันไอของของเหลวที่อุณหภูมิที่กำหนด บอกเป็นแห่งความสูงของของเหลว

H_f = ผลรวมของเฮดที่เสียไป (Head loss) ในท่อดูดทั้งหมด

H_z = ความสูงต่างระหว่างระดับผิวของของเหลวกับศูนย์กลางของปั๊ม หรือระยะดูดยก (Static Suction Lift)

ข. เมื่อปั๊มอยู่ต่ำกว่าระดับของของเหลวทางด้านดูด

$$NPSH_a = H_p + H_z - H_{vp} - H_f \quad \dots\dots\dots (5.7)$$

ค่าความกดดันของบรรยากาศที่ระดับผิวน้ำซึ่งท่อดูดของปั๊มติดตั้งอยู่อาจจะคำนวณได้จากสมการ

$$H_p = 10.33 - 0.00108 \text{ EI} \quad \dots\dots\dots (5.8)$$

โดย H_p เป็นความกดดันของบรรยากาศเทียบให้เป็นเฮดของน้ำที่ 4°C มีหน่วยเป็นเมตร EI เป็นความสูงของผิวน้ำเหนือระดับน้ำทะเลปานกลาง มีหน่วยเป็นเมตร

ในกรณีที่ของเหลวที่สูบเป็นน้ำ ค่าความดันไอน้ำที่อุณหภูมิของน้ำที่สูบอาจจะดูได้จากตารางที่ 5.2

ตัวอย่างที่ 5.9

NPSH ที่ต้องการสำหรับปั๊มเครื่องหนึ่งเท่ากับ 5.18 เมตร เมื่อสูบน้ำที่อัตราที่กำหนด ระดับน้ำอยู่สูงจากระดับน้ำทะเลปานกลาง 300 เมตร ผลรวมของการเสียเฮดความฝืดทางท่อดูดทั้งหมดเท่ากับ 0.60 เมตร จงหาหะยะสูงสุดที่จะตั้งปั๊มเหนือผิวน้ำได้ สมมุติว่าน้ำมีอุณหภูมิ 30°C

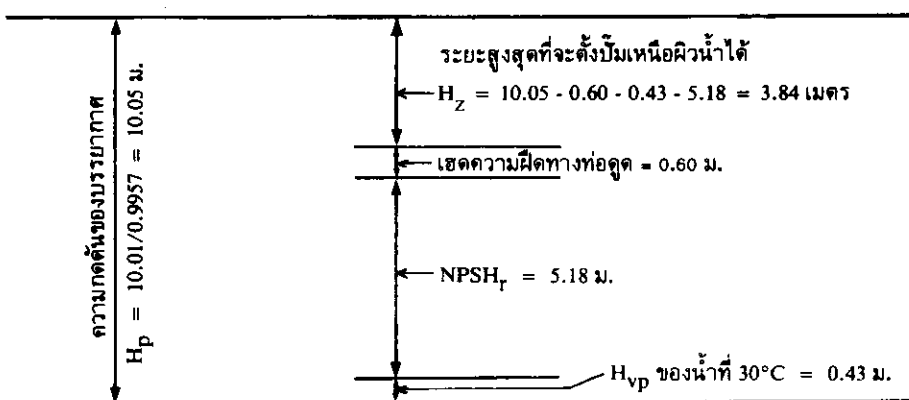
วิธีทำ

ที่ความสูง 300 เมตร เหนือระดับน้ำทะเล ความกดดันของบรรยากาศเมื่อคิดเป็นความสูง (เฮด) ของน้ำที่ 4°C

$$\begin{aligned} H_p &= 10.33 - 0.00108 \text{ EI} \\ &= 10.33 - 0.00108 \times 300 = 10.01 \text{ เมตร} \end{aligned}$$

ตารางที่ 5.2 ความถ่วงจำเพาะ (Sp.gr.) และความดันไอของน้ำที่อุณหภูมิขนาดต่าง ๆ ค่าความดันไอนี้หน่วยเป็นมิลลิบาร์ (mb) และความสูงของแท่งน้ำที่ 4°C มีหน่วยเป็นเมตร

Temp. °C	Sp.gr.	Vapor Pressure		Temp. °C	Sp.gr.	Vapor Pressure		Temp. °C	Sp.gr.	Vapor Pressure		Temp. °C	Sp.gr.	Vapor Pressure	
		mb	m.H ₂ O			mb	m.H ₂ O			mb	m.H ₂ O			mb	m.H ₂ O
0	.99987	6.1078	0.06	25	.99708	31.671	0.32	50	.98807	123.40	1.26	75	.97489	385.56	3.93
1	.993	6.5662	0.07	26	.682	33.608	0.34	51	.762	129.65	1.32	76	.428	401.98	4.10
2	.997	7.0547	0.07	27	.655	35.649	0.36	52	.715	136.17	1.39	77	.367	418.98	4.27
3	.999	7.5753	0.08	28	.627	37.796	0.38	53	.669	142.98	1.46	78	.305	436.59	4.45
4	1.00000	8.1294	0.08	29	.598	40.055	0.41	54	.621	150.07	1.53	79	.244	454.81	4.64
5	.99999	8.7192	0.09	30	.568	42.430	0.43	55	.58573	157.46	1.60	80	.183	473.67	4.83
6	.997	9.3465	0.09	31	.537	44.927	0.46	56	.523	165.16	1.68	81	.119	493.17	5.03
7	.993	10.013	0.10	32	.506	47.551	0.48	57	.473	173.18	1.76	82	.056	513.35	5.23
8	.988	10.722	0.11	33	.473	50.307	0.51	58	.424	181.53	1.85	83	.96992	534.22	5.45
9	.981	11.474	0.12	34	.440	53.200	0.54	59	.374	190.22	1.94	84	.928	555.80	5.67
10	.99973	12.272	0.12	35	.99406	56.236	0.57	60	.98324	199.26	2.03	85	.96865	578.09	5.89
11	.963	13.119	0.13	36	.371	59.422	0.60	61	.271	208.67	2.13	86	.799	601.13	6.13
12	.952	14.017	0.14	37	.336	62.762	0.64	62	.218	218.45	2.23	87	.732	624.94	6.37
13	.940	14.969	0.15	38	.300	66.264	0.67	63	.165	228.61	2.33	88	.666	649.53	6.62
14	.927	15.977	0.16	39	.263	69.934	0.71	64	.112	239.18	2.44	89	.600	674.92	6.88
15	.99913	17.044	0.17	40	.99225	73.777	0.75	65	.98059	250.16	2.55	90	.96534	701.13	7.15
16	.897	18.173	0.18	41	.187	77.802	0.79	66	.003	261.56	2.67	91	.466	728.19	7.42
17	.880	19.367	0.20	42	.147	82.015	0.84	67	.97948	273.40	2.79	92	.397	756.11	7.71
18	.862	20.630	0.21	43	.107	86.423	0.88	68	.892	285.70	2.91	93	.329	784.92	8.00
19	.843	21.964	0.22	44	.066	91.034	0.93	69	.837	298.45	3.04	94	.260	814.63	8.31
20	.99823	23.373	0.24	45	.99025	95.855	0.98	70	.97781	311.69	3.18	95	.96192	845.28	8.62
21	.802	24.861	0.25	46	.98982	100.89	1.03	71	.723	325.42	3.32	96	.121	876.88	8.94
22	.780	26.430	0.27	47	.940	106.16	1.08	72	.664	339.65	3.46	97	.050	909.45	9.27
23	.757	28.086	0.29	48	.896	111.66	1.14	73	.606	354.41	3.61	98	.95980	943.02	9.62
24	.733	29.831	0.30	49	.852	117.40	1.20	74	.547	369.71	3.77	99	.909	977.61	9.97
												100	.95838	1013.25	10.33



ความถ่วงจำเพาะของน้ำที่ $30^\circ\text{C} = 0.9957$

ความดันไอของน้ำที่ $30^\circ\text{C} = 0.43$ เมตรที่ 4°C

เปลี่ยนเขตความกวดดันของบรรยากาศ (H_p) และเขตความดันไอของน้ำ (H_{vp}) ให้มาเป็นความสูงของแท่งน้ำที่ 30°C

$$H_p = 10.01/0.9957 = 10.05 \text{ เมตร}$$

$$H_{vp} = 0.43/0.9957 = 0.43 \text{ เมตร}$$

แทนค่าในสมการ

$$NPSH = H_p - H_z - H_f - H_{vp}$$

$$5.18 = 10.05 - H_z - 0.60 - 0.43$$

$$H_z = 10.05 - 0.60 - 0.43 - 5.18 = 3.84 \text{ เมตร}$$

ดังนั้น จะตั้งปั๊มให้อยู่สูงกว่าผิวน้ำได้ไม่เกิน 3.84 เมตร

ตัวอย่างที่ 5.10

จากตัวอย่างที่แล้ว ถ้าอุณหภูมิของน้ำเพิ่มเป็น 90°C จงหาระยะสูงสุดที่จะตั้งปั๊มเหนือผิวน้ำได้

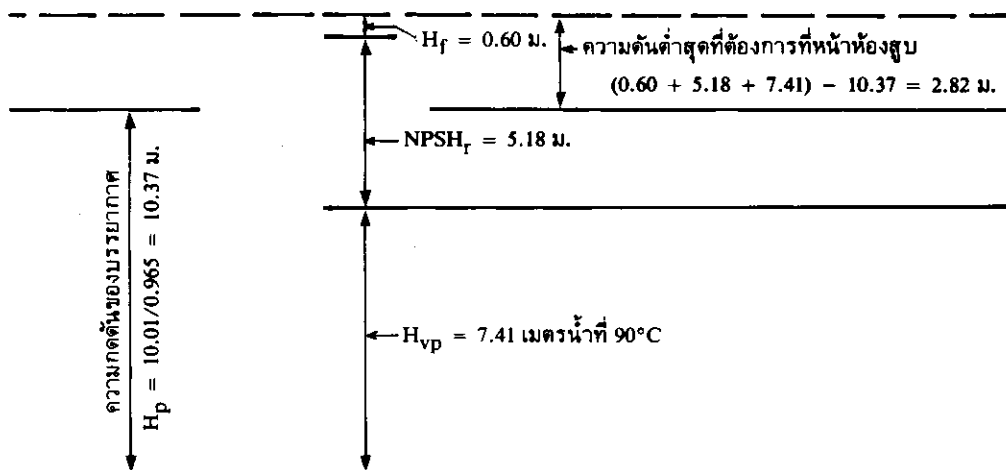
วิธีทำ

จากตารางที่ 5.2

ความถ่วงจำเพาะของน้ำที่ $90^\circ\text{C} = 0.965$

ความดันไอของน้ำที่ $90^\circ\text{C} = 7.15$ เมตรน้ำที่ 4°C

$$= 7.15/0.965 = 7.41 \text{ เมตรน้ำที่ } 90^\circ\text{C}$$



ความกดดันของบรรยากาศเมื่อเทียบเป็นความสูงของน้ำที่ 90°C

$$= \frac{10.01}{0.965} = 10.37 \text{ เมตร}$$

แทนค่าสมการ $NPSH = H_p - H_z - H_f - H_{vp}$

$$5.18 = 10.37 - H_z - 0.60 - 7.41$$

$$H_z = 10.37 - 0.60 - 7.41 - 5.18 = -2.82 \text{ เมตร}$$

ดังนั้น จะต้องตั้งปั๊มให้อยู่ต่ำกว่าระดับผิวน้ำไม่น้อยกว่า 2.82 เมตร

ในกรณีที่ปั๊มนั้นติดตั้งไว้แล้ว เราอาจหาค่า NPSH ที่มีอยู่จริงได้โดยการติดตั้งเกจวัดความดัน (Pressure gage) ที่ท่อดูดของปั๊ม พลังงานศักย์ที่วัดได้เมื่อแปลงให้เป็นความดันสัมบูรณ์รวมกับพลังงานจลน์ (Velocity head, $V^2/2g$) ก็จะเป็นพลังงานที่ขับเคลื่อนให้ของเหลวไหลเข้าไปในห้องสูบ เมื่อสมผลรวมด้วยความดันไอ ก็จะเป็น NPSH ที่มีอยู่จริงสำหรับปั๊มนั้น กล่าวคือ

$$NPSH_a = H_p + H_g + \frac{V^2}{2g} - H_{vp} \quad \dots\dots\dots (5.8)$$

ในเมื่อ

$$H_p = \text{ความดันสัมบูรณ์ของบรรยากาศหรือความดันที่ผิวของของเหลว}$$

$$H_g = \text{ความดันที่วัด ได้ด้วยเกจวัดความดันปรับให้เป็นความดันที่ศูนย์กลางของปั๊ม}$$

$$\frac{V^2}{2g} = \text{พลังงานจลน์หรือเสกความเร็ว (Velocity Head) ของการไหลของของเหลวเข้าไปสู่ห้องสูบ}$$

$$H_{vp} = \text{ความดันไอของของเหลวที่อุณหภูมิของของเหลวนั้น}$$

ตัวอย่างที่ 5.11

สถานีสูบน้ำแห่งหนึ่งตั้งอยู่ที่ระดับ 300 เมตร เหนือระดับน้ำทะเล น้ำมีอุณหภูมิ 25°C เกจวัดความดันซึ่งติดตั้งที่ท่อดูดในระดับเดียวกันกับศูนย์กลางของปั๊มอ่านได้ 60 kN/m^2 สูญญากาศ ความเร็วของการไหลในท่อดูดเท่ากับ 3.6 เมตร/วินาที จงหา NPSH ที่มีอยู่จริงสำหรับปั๊มนั้น

วิธีทำ

$$\begin{aligned}\text{ความกดดันของบรรยากาศที่ระดับ 300 เมตร} &= 10.33 - 0.00108 \times 300 \\ &= 10.01 \text{ เมตรน้ำที่ } 4^{\circ}\text{C}\end{aligned}$$

$$\text{ถ.พ.ของน้ำที่ } 25^{\circ}\text{C} = 0.9971$$

$$\text{ดังนั้น } H_p \text{ ที่อุณหภูมิ } 25^{\circ}\text{C} = 10.01/0.9971 = 10.04 \text{ เมตร}$$

$$\begin{aligned}\text{ความดันแก๊ส } H_g &= \frac{-60 \times 1000}{1000 \times 9.81 \times 0.9971} \\ &= -6.13 \text{ เมตร}\end{aligned}$$

$$\frac{V^2}{2g} = \frac{(3.6)^2}{2 \times 9.81} = 0.66 \text{ เมตร}$$

$$\begin{aligned}\text{ความดันไอ } H_{vp} &= 0.32 \text{ เมตรที่ } 4^{\circ}\text{C} \\ &= 0.32/0.9971 = 0.32 \text{ เมตรที่ } 25^{\circ}\text{C}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{NPSH ที่มีอยู่จริง} &= H_p + H_g + \frac{V^2}{2g} - H_{vp} \\ &= 10.04 - 6.13 + 0.66 - 0.32 = 4.25 \text{ เมตร}\end{aligned}$$

คาวิเตชัน (Cavitation)

คาวิเตชันเป็นปรากฏการณ์ที่เกิดการกัดกร่อนเนื้อโลหะของใบพัดหรือห้องสูบโดยมีสาเหตุมาจากการที่ NPSH ที่มีอยู่จริงมีค่าต่ำกว่า NPSH ที่ต้องการสำหรับปั๊มนั้น ในปั๊มแบบเซนตริฟูกอลขณะที่ของเหลวไหลผ่านท่อดูดเข้าไปยังศูนย์กลางของใบพัด ความเร็วของการไหลจะเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว เนื่องจากพลังงานที่ก่อให้เกิดการไหลดังกล่าวมีค่าคงที่ การเพิ่มความเร็วจะเป็นผลให้ความดันลดลง ถ้าความดันลดลงต่ำกว่าความดันไอที่อุณหภูมิของของเหลว นั้น ของเหลวก็จะกลายเป็นไอและเกิดเป็นฟองสูญญากาศที่มีความดันภายในเท่ากับความดันไอและไหลปนรวมไปกับของเหลว นั้น ในขณะที่ช่องทางไหลในใบพัดเพิ่มขนาดขึ้น ความเร็วของการไหลจะลดลงพร้อม ๆ กับเพิ่มความดันขึ้น ด้วยความดันที่เพิ่มขึ้นนี้และที่ได้รับจากแรงกระทำของครีปใบพัด ฟองของไอซึ่งมีความดันต่ำมากก็จะแตกตัวทำให้เกิดเสียงหรืออาการสั่นขึ้น นอกจากนั้นการแตกตัวของฟองสูญญากาศทำให้เกิดแรงกระทำอย่างรุนแรง ผิวหน้าโลหะของใบพัดซึ่งอยู่ติดกับฟองดังกล่าวก็จะเกิดการกัดกร่อนไปด้วย

โดยแท้จริงแล้วคาวิเตชันจะไม่เกิดขึ้นถ้าหากปั๊มนั้นได้รับการออกแบบติดตั้งให้มี NPSH สูงกว่า

ที่ต้องการ แต่ถ้าเกิดขึ้นแล้วผลที่ตามมาอย่างแน่นอนก็คือประสิทธิภาพของปั๊มจะลดลง การกักความร้อนขึ้นส่วนของใบพัดอาจเกิดขึ้นหรือไม่ก็ได้ขึ้นอยู่กับว่าความเร็วที่นั่นรุนแรงมากหรือน้อยและเกิดติดต่อกันเป็นเวลานานเท่าใด

สำหรับปั๊มแบบเซนทริฟูกอล ความเร็วเป็นสิ่งที่ป้องกันได้โดยการพยายามหลีกเลี่ยงการติดตั้งหรือใช้งานในลักษณะดังต่อไปนี้ให้มากที่สุดเท่าที่จะทำได้ คือ

1. ให้ปั๊มทำงานที่เฮดต่ำกว่าเฮดของปั๊มที่จะให้ประสิทธิภาพสูงสุดมาก เช่น ปั๊มทำงานได้ประสิทธิภาพสูงสุดที่เฮด 30 เมตร แต่นำปั๊มนั้นไปใช้งานที่มีเฮดเพียง 3 เมตร เป็นต้น
2. ให้ปั๊มทำงานที่อัตราการสูบสูงกว่าอัตราการสูบที่จะให้ประสิทธิภาพสูงสุดมาก
3. ระยะดูดยก (Suction lift) มากกว่า หรือ $NPSH_r$ น้อยกว่าความต้องการของปั๊มตามที่บริษัทผู้ผลิตกำหนดไว้
4. อุณหภูมิของของเหลวสูงกว่าค่าที่ใช้ในการออกแบบมาก
5. ความเร็วของใบพัดสูงกว่าที่บริษัทผู้ผลิตกำหนดไว้มาก

ในกรณีที่เป็นปั๊มแบบ Axial flow หรือ Propeller ข้อที่ควรหลีกเลี่ยงจะแตกต่างกัน กล่าวคือ ในขณะที่ปั๊มกำลังทำงานของเหลวจะไหลเข้าไปหาใบพัดโดยมีทางเข้าเป็นรูปคล้ายปากแตรซึ่งค่อย ๆ ลดขนาดลงจนถึงบริเวณที่ตั้งใบพัดซึ่งเป็นส่วนที่เล็กที่สุด ความเร็วของการไหลในบริเวณนี้จะต้องไม่สูงมากจนเกินไป แต่จะต้องมากพอที่จะไหลไปเสริมส่วนที่ถูกใบพัดขับเคลื่อนไปข้างหน้าได้ทันด้วย เนื่องจากว่าใบพัดไม่ได้มีลักษณะเป็นเกลียวสว่านติดต่อกันไป การขับเคลื่อนของเหลวด้วยใบพัดจึงทำได้ค่อนข้างจำกัด โดยเฉพาะอย่างยิ่งในกรณีที่ใช้ปั๊มแบบนี้สำหรับเฮดที่สูงมาก ๆ อัตราการสูบจะลดลงและเป็นเหตุให้ของเหลวไหลขึ้นไปเสริมส่วนที่ถูกขับเคลื่อนไปก่อนแล้วไม่ทัน ก็จะเกิดเป็นฟองสุญญากาศบนแผ่นใบพัดขึ้น เมื่อฟองสุญญากาศนี้สลายตัวในเสี้ยววินาทีต่อไปก็จะเกิดแรงกระแทกของของเหลวบนแผ่นใบพัดอย่างรุนแรงและเกิดเสียงดังขึ้น

การป้องกันความเร็วเกินโดยการหลีกเลี่ยงสำหรับปั๊มแบบ Axial flow นั้น มีดังนี้คือ

1. หลีกเลี่ยงการใช้ปั๊มสำหรับงานที่ต้องการเฮดสูงกว่าเฮดของปั๊มที่จะให้ประสิทธิภาพสูงสุดมาก
2. หลีกเลี่ยงการสูบที่อัตราต่ำกว่าอัตราการสูบของปั๊มที่จะให้ประสิทธิภาพสูงมาก
3. ระยะดูดยก (Suction lift) สูงกว่า หรือ $NPSH_r$ ต่ำกว่าที่บริษัทผู้ผลิตกำหนดไว้
4. อุณหภูมิของของเหลวสูงกว่าค่าที่ใช้ในการออกแบบมาก
5. ความเร็วของใบพัดสูงกว่าที่บริษัทผู้ผลิตกำหนดไว้มาก

แบบฝึกหัด

1. ค่าในตารางเป็นผลที่ได้จากการทดสอบปั๊มเครื่องหนึ่ง คือ

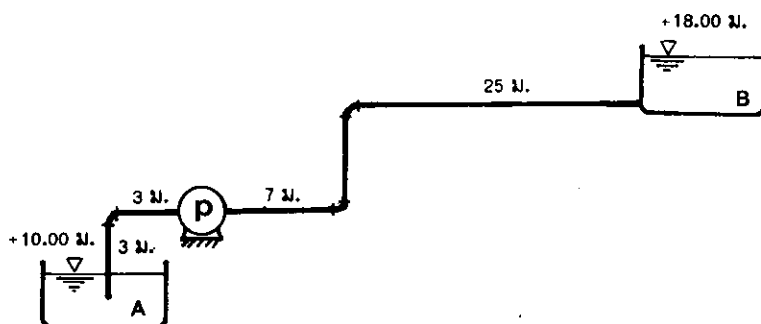
Q (ม³/ชม.)	0	255.5	463.7	670.6	784.2	897.5	1135.5	1451.2
H (ม.)	17.10	16.34	15.70	14.84	14.14	13.14	9.72	2.36
Eff (%)	0	58.2	74.3	80.3	80.8	79.0	64.7	20.1

ก. จงเขียนกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างเฮดกับ Q, Eff กับ Q และ Bhp กับ Q

ข. จงหาช่วงการทำงานที่เหมาะสมของปั๊มนี้ ถ้าจำกัดว่าประสิทธิภาพจะต้องไม่ต่ำกว่า 79%

ค. จงหาจุดที่ปั๊มทำงานได้ดีที่สุด และ Bhp ของปั๊มที่จุดดังกล่าว

2. ถ้าปั๊มในข้อ 1 ใช้สูบน้ำจากอ่าง A ไปอ่าง B ดังรูป จงหาอัตราการสูบ และ Bhp ของปั๊ม สมมติว่าท่อที่ใช้เป็นท่อเหล็กเหนียวขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 200 มม. เท่ากันหมด และน้ำมีอุณหภูมิ 25°C



3. จงหาอัตราการสูบ เฮด และประสิทธิภาพที่จุดทำงาน ถ้าระบบสูบน้ำในข้อ 2 ทำงานโดยใช้ปั๊มในข้อ 1 สองเครื่อง

ก. ทำงานร่วมกันแบบอนุกรม

ข. ทำงานร่วมกันแบบขนาน

4. ปั๊มอีกเครื่องหนึ่งมีลักษณะการทำงานดังต่อไปนี้

Q (ม³/ชม.)	0	344.1	499.2	596.1	688.8	833.7	1046.5	1265.0
H (ม.)	10.67	10.11	9.60	9.17	8.60	7.32	4.15	0.18
Eff (%)	0	71.0	77.5	79.3	79.7	73.0	49.2	2.7

จงหากราฟ H-Q ของระบบผสมเมื่อปั๊มเครื่องนี้ทำงานร่วมกับปั๊มในข้อ 1

ก. แบบอนุกรม

ข. แบบขนาน

ค. ถ้าปั๊มนีทำงานร่วมกับปั๊มในข้อ 1 แบบอนุกรม และใช้กับระบบสูบน้ำในข้อ 2
จงหาอัตราการสูบ เฮด และประสิทธิภาพของระบบ

5. ปั๊มเครื่องหนึ่งทำงานที่ความเร็ว 1450 รอบต่อนาทีได้อัตราการสูบ 140 $\text{m}^3/\text{ชม.}$ และเฮด 22.0 เมตร ถ้าหากเพิ่มความเร็วเป็น 1750 รอบต่อนาที จงหาอัตราการสูบ เฮดและ Whp ที่ความเร็วใหม่นี้
6. ปั๊มเครื่องหนึ่งขับเคลื่อนด้วยเครื่องยนต์ เมื่อเครื่องยนต์หมุนด้วยความเร็ว 1600 รอบต่อนาที สูบน้ำได้ 180 $\text{m}^3/\text{ชม.}$ เฮด 36.6 เมตร และ Bhp เท่ากับ 32.2 แรงม้า ถ้าต้องการเพิ่มความเร็วขึ้นมาเป็น 1750 รอบต่อนาที จงหา Bhp ของเครื่องยนต์ที่ต้องใช้สำหรับงานนี้ อัตราการสูบและเฮดใหม่
7. ผู้ขายปั๊มรายหนึ่งต้องการขายปั๊มที่เขาถืออยู่ในร้านให้แก่ลูกค้า ใบพัดสำหรับปั๊มที่เขาถืออยู่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 300 มม. อัตราการสูบ 275 $\text{m}^3/\text{ชม.}$ ที่เฮด 18.5 เมตร เมื่อหมุนด้วยความเร็ว 1770 รอบต่อนาที และ Bhp ที่ต้องการเท่ากับ 24.2 แรงม้า แต่อัตราการสูบที่ลูกค้าต้องการเท่ากับ 220 $\text{m}^3/\text{ชม.}$ ดังนั้นผู้ขายอาจแก้ปัญหาได้สองทางด้วยกันคือ ลดความเร็วของใบพัด หรือเจียรขนาดของใบพัดให้เล็กลง
 - ก. ถ้าผู้ขายเลือกวิธีลดความเร็ว จงคำนวณความเร็วที่ต้องการเพื่อให้ได้อัตราการสูบเท่ากับ 220 $\text{m}^3/\text{ชม.}$ เฮดที่ได้ และ Bhp ของปั๊ม
 - ข. ถ้าผู้ขายเลือกวิธีเจียรใบพัด จงหาขนาดของใบพัดที่ต้องการ เฮดที่ได้ และ Bhp ของปั๊ม
 - ค. ถ้าท่านเป็นผู้ซื้อปั๊มนี้นท่านจะเลือกวิธีไหน? อธิบายให้เหตุผล
8. ปั๊มเครื่องหนึ่งมีใบพัดขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 250 มม. เมื่อหมุนด้วยความเร็ว 1750 รอบต่อนาทีได้น้ำ 272.5 $\text{m}^3/\text{ชม.}$ และเฮด 12.5 เมตร ที่จุดทำงานดังกล่าวปั๊มมีประสิทธิภาพ 83 เปอร์เซ็นต์ และต้องการ Bhp เท่ากับ 15 แรงม้า ถ้าต้องการลด Bhp ลงมาเหลือเพียง 10 แรงม้า จะต้องลดขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของใบพัดลงเหลือเท่าใด จะได้อัตราการสูบและเฮดเท่าใด ถ้ายังคงหมุนด้วยความเร็วเท่าเดิม
9. จงหาค่าความเร็วจำเพาะ (Specific Speed) ของปั๊มแบบ Single Stage ต่อไปนี้ พร้อมทั้งบอกชนิดของใบพัดและแรงม้าที่ต้องการ

ปั๊ม	รอบต่อนาที	Q ($\text{m}^3/\text{ชม.}$)	เฮด (เมตร)
ก	1150	795	30.0
ข	885	2725	4.5
ค	675	4540	15.2
ง	625	2040	5.5

10. ปั๊มน้ำบาดาลแบบ Vertical Turbine ขนาด 6 ชั้น สูบน้ำจากบ่อบาดาลด้วยอัตรา 545.0 $\text{m}^3/\text{ชม.}$ ที่เฮด 480 เมตร จงหาความเร็วจำเพาะ (Specific Speed) ถ้าปั๊มหมุนด้วยความเร็ว 1450 รอบต่อนาที

11. ปั๊มเครื่องหนึ่งสูบน้ำด้วยอัตรา $272.5 \text{ m}^3/\text{ชม.}$ ที่เฮด 92.5 เมตร และหมุนด้วยความเร็ว 1150 รอบต่อนาที จงหาว่าระหว่างปั๊ม 2 ชั้นกับชั้นเดียว (Single Stage) แบบไหนน่าจะให้ประสิทธิภาพในการทำงานดี กว่ากัน ให้เหตุผล
12. NPSH ที่ต้องการสำหรับปั๊มเครื่องหนึ่งเท่ากับ 2.75 เมตร เมื่อสูบน้ำที่อัตรา $135.0 \text{ m}^3/\text{ชม.}$ และมีการ เสียheadทางท่อดูดเท่ากับ 4.60 เมตร สมมุติว่าตำแหน่งที่ตั้งปั๊มอยู่สูงกว่าระดับน้ำทะเล 1250 เมตร และ น้ำมีอุณหภูมิ 20°C จงหาระยะดูดยกสูงสุด (Max.suction lift) ที่จะยอมให้สำหรับปั๊มนี้
13. ชาวนาต้องการจะติดตั้งเครื่องสูบน้ำจากบ่อบักซึ่งมีระดับน้ำเปลี่ยนแปลงอยู่ระหว่าง + 750.00 ถึง + 752.75 เมตร เหนือระดับน้ำทะเล เขามีเครื่องสูบน้ำแบบเซนตริฟูกอลซึ่งมี NPSH_r เท่ากับ 2.45 เมตร เมื่ออัตรา การสูบเท่ากับ $1350 \text{ m}^3/\text{ชม.}$ ถ้าการเสียheadทางท่อดูดเท่ากับ 1.64 เมตร จงหาว่าถ้าเป็นศูนย์กลางของ ปั๊มที่จะไม่ทำให้เกิดคาวิเทชัน ถ้า
 - ก. น้ำมีอุณหภูมิ 20°C
 - ข. น้ำมีอุณหภูมิ 40°C
14. สถานีสูบน้ำแห่งหนึ่งตั้งอยู่ที่ระดับ + 1000.0 เมตร เหนือระดับน้ำทะเล เกจวัดความดันที่หน้างานทางด้าน ดูดในระดับเดียวกันกับศูนย์กลางของปั๊มอ่านได้ 72 kN/m^2 ความเร็วของการไหลในท่อดูดเท่ากับ 1.60 เมตรต่อวินาที ถ้าน้ำมีอุณหภูมิ 38°C จงหา NPSH ที่มีอยู่จริงสำหรับปั๊มนั้น

การออกแบบระบบสูบน้ำ

ขั้นตอนในการออกแบบระบบสูบน้ำ

ขบวนการในการออกแบบระบบสูบน้ำเพื่อนำน้ำจากแหล่งน้ำใด ๆ มาใช้อาจแบ่งออกเป็นสองขั้นตอนด้วยกัน คือ การเก็บรวบรวมข้อมูลที่ต้องใช้ในการออกแบบ และการออกแบบโดยการกำหนดขนาดวิธีการติดตั้ง ตลอดจนกำหนดอุปกรณ์เครื่องควบคุมต่าง ๆ เพื่อให้ระบบสูบน้ำนั้นทำงานได้ตรงตามวัตถุประสงค์อย่างมีประสิทธิภาพและประหยัด

ก. การเก็บรวบรวมข้อมูล การออกแบบที่ดีจำเป็นต้องตั้งอยู่บนพื้นฐานของข้อมูลที่ต้องการในการออกแบบระบบสูบน้ำ ผู้ออกแบบจะต้องทราบข้อมูลดังต่อไปนี้ คือ

1. ลักษณะและสภาพของแหล่งน้ำที่จะสูบ เช่น แหล่งน้ำที่จะสูบขึ้นมาใช้นั้นเป็นบึง แม่น้ำ ลำคลอง หรือบ่อบาดาล ระดับน้ำสูงสุดและต่ำสุด ระดับน้ำตามปกติ อัตราการไหล ความเร็วของการไหล และสิ่งที่ย่อยมากับน้ำ ในกรณีที่ เป็นบ่อบาดาลและบ่อนั้นควรจะทราบอัตราการให้น้ำสูงสุดและการลดระดับน้ำในบ่อ (Draw Down) ขณะสูบน้ำ คุณภาพของน้ำ ในกรณีที่น้ำที่สูบขึ้นมา นั้นมีคุณสมบัติทางเคมีหรือฟิสิกส์แตกต่างจากน้ำธรรมชาติมาก

2. ลักษณะที่ตั้งของสถานีสูบน้ำและแนวท่อ ในกรณีที่จะต้องตั้งสถานีสูบน้ำถาวรจากแม่น้ำ ลำคลองแล้วต่อไปใช้ก็จำเป็นต้องทราบลักษณะของลาดตลิ่ง ความสูง และรูปตัดตามยาวตลอดแนวท่อ ค่าระดับความสูงที่จุดต่าง ๆ และเขตที่ต้องการที่จุดใช้น้ำ เพื่อกำหนดให้มีอุปกรณ์ในระบบท่อให้เหมาะสม เช่น แนวท่อที่ตัดผ่านร่องน้ำหรือไหลขึ้นมาเหนือผิวดินอาจจำเป็นต้องยกระดับให้สูงขึ้นและใช้ท่อเหล็ก บริเวณที่แนวท่อโค้งขึ้นกว่าระดับปกติอาจจะต้องติดตั้งวาล์วระบายอากาศ (Air Relief Valve) เพื่อป้องกันมิให้โพรงอากาศกีดขวางการไหลของน้ำในท่อ เป็นต้น

3. ลักษณะการใช้งาน ได้แก่อัตราการสูบปกติ อัตราการสูบสูงสุด ชั่วโมงทำงานในแต่ละวัน สำหรับอัตราการสูบข้างต้น ช่วงเวลาที่นานที่สุดที่จะยอมให้หยุดข้อมได้ ความจำเป็นที่ต้องมีเครื่องสำรองไว้

ถ้าหากมีเหตุขัดข้อง เป็นต้น

4. **ต้นกำเนิดที่ใช้ขับเคลื่อนปั๊ม**ว่าต้องการให้เป็นเครื่องยนต์ มอเตอร์ หรือต้นกำลังอื่น ในกรณีที่เป็นมอเตอร์จะต้องทราบความยาวของแนวสายไฟที่จะต่อเข้ามาใช้ ตลอดจนความเชื่อถือได้ของกระแสไฟฟ้าในบริเวณนั้น และขนาดของสายไฟฟ้าใดพอที่จะให้เครื่องสูบน้ำใช้เพิ่มขึ้นได้อีกหรือไม่

5. **จำนวนเงินลงทุนสูงสุดที่จะใช้ในโครงการได้** เนื่องจากราคาของปั๊มและอุปกรณ์ของระบบนั้นอาจจะแตกต่างกันมาก ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับคุณภาพ ประเภท คุณสมบัติเฉพาะ และอุปกรณ์พิเศษต่าง ๆ ดังนั้นผู้ออกแบบควรจะต้องทราบงบประมาณของโครงการด้วยเพื่อที่จะได้เลือกใช้ปั๊มและอุปกรณ์ให้อยู่ในวงเงินที่เหมาะสม การเก็บรวบรวมข้อมูลเพื่อการออกแบบอาจจะใช้แบบฟอร์มที่ให้ไว้

ข. การออกแบบ ในการออกแบบระบบสูบน้ำ ผู้ออกแบบจะต้องปรึกษากับเจ้าของโครงการ และบริษัทผู้ผลิตหรือจำหน่ายปั๊มและอุปกรณ์ต่าง ๆ เพื่อให้ได้ระบบสูบน้ำโดยใช้ปั๊มและอุปกรณ์ที่สามารถหาซื้อได้ โดยมียอดค่าใช้จ่ายทั้งหมดอยู่ในงบประมาณที่เป็นที่พอใจของเจ้าของโครงการ

งานออกแบบในขั้นนี้จะเป็นการพิจารณาเลือก กำหนด และให้รายละเอียดสิ่งต่าง ๆ ดังต่อไปนี้

1. เลือกกำหนดประเภทและขนาดของท่อส่งน้ำตลอดจนอุปกรณ์ต่าง ๆ ในระบบท่อ
2. เลือกประเภทของปั๊มพร้อมต้นกำลังให้เหมาะสมกับอัตราการสูบ เฮกต์ และแหล่งพลังงานที่มีอยู่หรือที่ความต้องการใช้ ตลอดจนอุปกรณ์ควบคุมต่าง ๆ เช่น แผงสวิทช์ควบคุมมอเตอร์ เป็นต้น
3. กำหนดขนาดของท่อดูดและอุปกรณ์ที่เหมาะสม
4. ในกรณีที่เป็นปั๊มแบบเซนตริฟูกอลก็อาจจะเลือกกำหนดวิธีการล่อน้ำ (Priming) ยกเว้นในกรณีที่เป็นเซนตริฟูกอลแบบที่ใบพัดต้องจมอยู่ในน้ำ หรือแบบล่อน้ำเองได้ (Self Priming)
5. เลือกกำหนดขนาดและลักษณะของบ่อสูบ (Pump Sump)
6. ให้รายละเอียดการติดตั้งอุปกรณ์ต่าง ๆ ที่กล่าวข้างต้น

นอกเหนือจากการพิจารณาเลือก กำหนด และให้รายละเอียดต่าง ๆ ดังรายการข้างบนแล้ว ผู้ออกแบบอาจจะได้รับการขอร้องให้เตรียมการดำเนินการให้ด้วย เป็นต้นว่าทำบัญชีรายการอุปกรณ์และวัสดุที่ต้องใช้ กำหนดรายการรายละเอียด (Specification) เพื่อจัดซื้อหรือจ้างเหมาก่อสร้างด้วย เป็นต้น

การกำหนดประเภทและขนาดของท่อส่งน้ำ

ท่อส่งน้ำที่ใช้กันทั่ว ๆ ไปก็มีท่อเหล็กหล่อ (Cast Iron) ท่อเหล็กเหนียว (Steel Pipe) ท่อซีเมนต์ใยหิน หรือท่อ AC (Asbestos Cement) และท่อ PVC (Polyvinyl Chloride)

สำหรับประเทศไทยท่อส่งน้ำที่นิยมใช้กันมากที่สุดคือท่อซีเมนต์ใยหินชนิดทนความดัน ท่อชนิดนี้ผลิตขึ้นจากปูนซีเมนต์ ใยหิน และน้ำ เป็นท่อที่มีเนื้อเดียวกันตลอด ไร้ตะเข็บ ไม่เป็นสนิม ทนต่อการ

แบบสำรวจข้อมูลเพื่อออกแบบระบบสูบน้ำ

1. ข้อมูลเบื้องต้น

- 1.1 ชื่อโครงการ.....เจ้าของโครงการ.....
- 1.2 ที่ตั้งโครงการ.....
- 1.3 วัตถุประสงค์ของโครงการ
เพื่ออุปโภคบริโภคสำหรับ.....คน.....ครัวเรือน
เพื่อการชลประทานสำหรับพืช.....จำนวน.....ไร่
เพื่อใช้ในโรงงานอุตสาหกรรม.....

2. ข้อมูลเกี่ยวกับแหล่งน้ำ

- 2.1 ลักษณะของแหล่งน้ำที่จะสูบ ☐ คลอง ☐ แม่น้ำ ☐ บ่อตื้น
☐ บ่อบาดาล ☐ สระ ☐ อื่นๆ.....
- 2.2 ระดับน้ำต่ำสุด.....เมตร ระดับน้ำปกติ.....เมตร
ระดับน้ำสูงสุด.....เมตร
- 2.3 ระดับน้ำต่ำสุดขณะสูบน้ำ (สำหรับบ่อตื้น บ่อบาดาล สระ).....เมตร
- 2.4 อัตราการสูบสูงสุดที่จะใช้ได้.....ลิตร/วินาที
- 2.5 ความเร็วของกระแสในคลอง/แม่น้ำ.....เมตร/วินาที
- 2.6 คุณภาพของน้ำที่จะสูบ อุณหภูมิ.....°C pH.....
ตะกอนที่ติดมากับน้ำ.....วัชพืชน้ำและกิ่งไม้.....
.....อื่น ๆ.....
- 2.7 ข้อมูลอื่น ๆ ที่เกี่ยวข้อง.....

3. ลักษณะที่ตั้งของสถานีสูบน้ำและแนวท่อ

- 3.1 ลักษณะการติดตั้งเครื่องสูบน้ำ ☐ ถาวร ☐ ชั่วคราว
- 3.2 ระดับของตลิ่งหรือที่ตั้งเครื่องสูบน้ำ.....เมตร
- 3.3 ระยะทางจากสถานีสูบน้ำถึงจุดจ่ายน้ำจุดที่ 1 :.....เมตร
จุดที่ 2 :.....เมตร จุดที่ 3 :.....เมตร
- 3.4 ระดับของจุดจ่ายน้ำจุดที่ 1 :.....เมตร จุดที่ 2 :.....เมตร
จุดที่ 3 :.....เมตร
- 3.5 ความดันหรือเฮดที่ต้องการที่จุดจ่ายน้ำจุดที่ 1 :.....เมตร
จุดที่ 2 :.....เมตร จุดที่ 3 :.....เมตร
- 3.6 ผังบริเวณที่ตั้งของสถานีสูบน้ำและแนวท่อ แสดงที่ตั้งของทางน้ำ สถานีสูบน้ำ แนวถนนและคู (แสดงรายละเอียดแบบประกอบแบบสำรวจ)
- 3.7 ลักษณะของพื้นที่ตามแนวท่อ แสดงรูปตัดขวางของทางน้ำบริเวณที่จะเป็นสถานีสูบน้ำ รูปตัดขวางของถนน คู และร่องน้ำที่แนวท่อตัดผ่าน และระดับผิวดินตลอดแนวของท่อ (แสดงรายละเอียดแบบประกอบแบบสำรวจ)
- 3.8 ข้อมูลอื่น ๆ ที่เกี่ยวข้อง.....

4. ลักษณะการใช้งาน

- 4.1 อัตราการสูบลูกติ..... ลิตร/วินาที ระยะเวลาใช้งาน..... ชั่วโมง/วัน
- 4.2 อัตราการสูบสูงสุด..... ลิตร/วินาที ระยะเวลาใช้งาน..... ชั่วโมง
- 4.3 ระยะเวลาการทำงานสูงสุดของปั๊ม..... ชั่วโมง/วัน
- 4.4 ช่วงเวลาที่นานที่สุดที่จะหยุดสูบน้ำเพื่อซ่อมแซมได้..... ชั่วโมง
- 4.5 ข้อมูลอื่นๆ ที่เกี่ยวข้อง.....

5. ต้นกำลังและแหล่งพลังงาน

- 5.1 ต้นกำลังที่ต้องการใช้ขับเคลื่อนปั๊ม ☐ มอเตอร์ไฟฟ้า ☐ เครื่องยนต์ดีเซล ☐ เครื่องยนต์เบนซิน
- 5.2 จำนวนเฟสของกระแสไฟฟ้าที่มีอยู่ในบริเวณนั้น ☐ สองเฟส ☐ สามเฟส
- 5.3 ระยะทางจากจุดเชื่อมต่อกระแสไฟฟ้าถึงสถานีสูบน้ำ..... เมตร
- 5.4 ความเชื่อถือได้ของกระแสไฟฟ้าที่จะใช้
แรงดันกระแสไฟฟ้าตก ☐ บ่อยครั้ง ☐ นาน ๆ ครั้ง
กระแสไฟฟ้าขัดข้อง ☐ บ่อยครั้ง ☐ นาน ๆ ครั้ง

6. งบประมาณและการดำเนินการ

- 6.1 งบประมาณของโครงการ..... บาท
- 6.2 กำหนดวันแล้วเสร็จของแบบและรายละเอียด.....
- 6.3 กำหนดวันแล้วเสร็จของโครงการ.....
- 6.4 วิธีการดำเนินการก่อสร้างโครงการ ☐ ตกลงราคา ☐ สอบราคา ☐ ประกวราคา
- 6.5 รายละเอียดที่เจ้าของโครงการต้องการประกอบด้วยแบบและ
☐ รายการรายละเอียดของปั๊ม
☐ รายการรายละเอียด (Specification) ของระบบส่งน้ำ
☐ รายการอุปกรณ์และวัสดุที่ต้องการใช้
☐ อื่น ๆ
- 6.6 หมายเหตุ.....

ลงนาม

(.....)

วิศวกรผู้ทำการสำรวจ

กักกรอง และต่อได้สะดวกโดยใช้ข้อต่อตรงทำด้วยซีเมนต์โยหินเช่นเดียวกัน หรือข้อต่อทำด้วยเหล็กหล่อ มีชื่อเฉพาะว่าจีไบลท์ (Gibault) ท่อซีเมนต์โยหินที่ผลิตขึ้นโดยบริษัทกระเบื้องกระต่ายไทยจำกัดซึ่งเป็นบริษัทในเครือของบริษัทปูนซีเมนต์ไทยมี 3 ระดับชั้นคุณภาพ คือ PP 15, PP 20 และ PP 25 ซึ่งผ่านการทดสอบที่ความดันซึ่งเทียบให้เป็นความสูงของแท่งน้ำ 150, 200 และ 250 เมตรตามลำดับ ท่อเหล่านี้กำหนดให้ใช้งานไม่เกิน 50 เปอร์เซ็นต์ของความดันทดสอบ หรือเท่ากับเฮด 75, 100 และ 125 เมตร ซึ่งเพียงพอสำหรับงานส่งน้ำเกือบทุกระดับ

เนื่องจากท่อซีเมนต์โยหินนั้นมีความเปราะจึงไม่เหมาะที่จะใช้เหนือผิวดินในบริเวณที่อาจถูกกระแทกได้ง่าย และเนื่องจากซีเมนต์ที่ใช้ทำท่อโดยทั่ว ๆ ไปเป็นแบบ Type I ซึ่งไม่ทนทานต่อซัลเฟต ดังนั้นจึงไม่ควรใช้บริเวณชายทะเลหรือบริเวณที่ดินมีซัลเฟตผสมอยู่มาก ควรจะเปลี่ยนมาใช้ท่อที่ทำด้วยซีเมนต์ Type V ซึ่งสามารถทนต่อพวกเกลือซัลเฟต

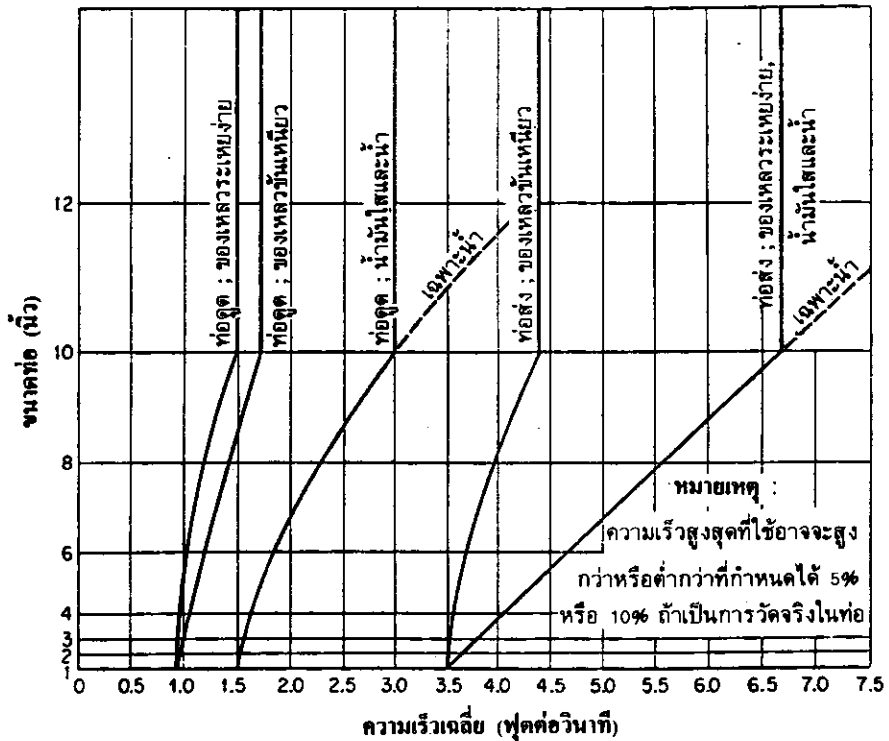
สำหรับท่อเหล็กเหนียวผลิตขึ้นโดยการนำเหล็กแผ่นม้วนเป็นรูปท่อแล้วเชื่อมเข้าด้วยกันเป็นแนวตรงตะเข็บเดียว หรือเป็นเกลียวรอบท่อ (Spiral Welded) ก็ได้ ความแข็งแรงของท่อขึ้นอยู่กับความหนาและคุณสมบัติของเหล็กแผ่นซึ่งเลือกได้ ดังนั้นจึงไม่มีปัญหาเรื่องความแข็งแรงเมื่อนำมาใช้เป็นท่อส่งน้ำ อย่างไรก็ตาม ท่อเหล่านี้มีราคาแพงและอาจเกิดสนิมได้ง่ายเมื่อฝังไว้ใต้ดิน ส่วนใหญ่จึงใช้เฉพาะส่วนที่โผล่ขึ้นมาเหนือผิวดิน หรือบริเวณที่ต้องรับแรงกดจากภายนอกเท่านั้น

ท่อเหล็กหล่อที่มีใช้ส่วนใหญ่เป็นอุปกรณ์ เช่น ข้องอ ข้อโค้ง สามทาง เป็นต้น สำหรับท่อ PVC ส่วนมากใช้กับงานขนาดเล็ก เช่น เป็นท่อส่งน้ำเพื่ออุปโภคบริโภค ระบบชลประทานขนาดเล็ก เป็นต้น ท่อ PVC ควรฝังอยู่ใต้ผิวดินเช่นเดียวกันกับท่อซีเมนต์โยหิน

การเลือกขนาดของท่อส่งเป็นสิ่งที่น่าสนใจได้ยากถ้าไม่มีการคำนวณเปรียบเทียบราคาของท่อรวมติดตั้งและราคาพลังงานที่ต้องใช้ในการสูบน้ำ เพราะถึงแม้ว่าท่อขนาดเล็กจะมีราคารวมติดตั้งถูกกว่าท่อขนาดใหญ่แต่จะมีการสูญเสียพลังงานเนื่องจากความฝืดสูงกว่า ดังนั้นจะต้องใช้ต้นทุนกำลังไฟและเสียค่าเชื้อเพลิงหรือพลังงานไฟฟ้าต่อหนึ่งหน่วยปริมาตรของน้ำสูงกว่า ซึ่งถ้าชั่วโมงการทำงานของปั๊มสูงพอ ค่าใช้จ่ายในการสูบน้ำรวมค่าสึกหรอของระบบที่มีท่อส่งขนาดใหญ่ก็จะถูกกว่าระบบที่มีท่อส่งขนาดเล็ก

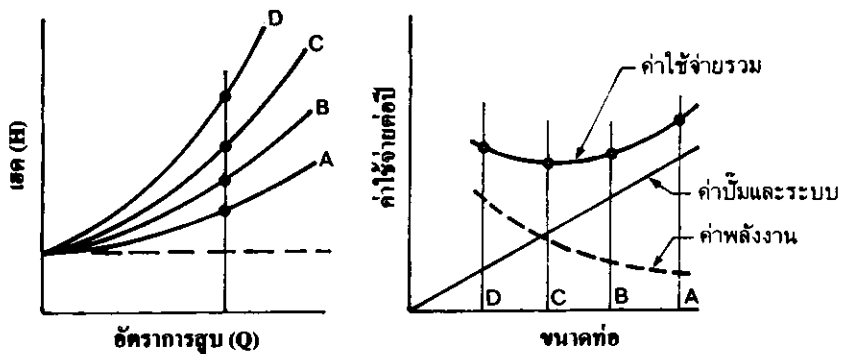
การคำนวณเปรียบเทียบราคาอาจจะเริ่มโดยการเลือกขนาดท่อจากความเร็วสูงสุดในท่อดูดและท่อส่งที่ยอมให้ใช้ได้ดังแสดงในรูปที่ 6.1 จากนั้นเลือกท่อที่มีขนาดเดียวกับค่าที่คำนวณได้และที่โตกว่ามา 3-4 ขนาด ทำตารางแล้วคำนวณราคารวมอุปกรณ์และค่าติดตั้งของแต่ละขนาด สำหรับราคาท่อและอุปกรณ์จะแพงขึ้นตามขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางที่โตขึ้น ส่วนค่าติดตั้งอาจจะไม่แตกต่างกันมากซึ่งอาจถือว่าเท่ากันได้ถ้าขนาดไม่แตกต่างกันมาก

สำหรับค่าพลังงานซึ่งเป็นค่าใช้จ่ายที่ขึ้นอยู่กับปริมาตรที่จะสูบโดยตรงก็คำนวณจากปริมาตรที่ออกแบบหรือกำหนดไว้ว่าจะสูบภายในระยะเวลาที่กำหนด เช่น ปีละ 6 ล้านลบ.เมตร เป็นต้น เมื่อคูณค่านี้ด้วยพลังงานที่ใช้ต่อหนึ่งหน่วยปริมาตรน้ำที่สูบและราคาต่อหน่วยพลังงานก็จะได้ค่าใช้จ่ายในลักษณะเช่นเดียวกันกับค่าท่อและอุปกรณ์



รูปที่ 6.1 ความเร็วสูงสุดในท่อคูลและท่อส่งที่ยอมให้ใช้ได้

เมื่อนำค่าใช้จ่ายต่อปีของทั้งสองอย่างนี้มาเขียนลงในกระดาษกราฟโดยให้แกนตั้งแทนค่าใช้จ่าย และแกนราบแทนขนาดของท่อ ก็จะได้ความสัมพันธ์ของค่าท่อและค่าพลังงานต่อขนาดของท่อซึ่งจะมีอัตราเพิ่มสวนทางกัน และเมื่อนำความสัมพันธ์ทั้งสองมารวมกันโดยรวมค่าใช้จ่ายที่ขนาดท่อเดียวกันเข้าด้วยกัน ก็จะได้กราฟเป็นเส้นโค้งรูปกระเทาะหาง ดังรูปที่ 6.2 กราฟดังกล่าวนี้แสดงราคารวมซึ่งจะชี้ให้เห็นว่าควรเลือกใช้ท่อขนาดใดจึงจะให้ราคาต่ำสุด ในกรณีที่เส้นกราฟแบนราบมากก็แสดงว่าราคารวมไม่แตกต่างกัน

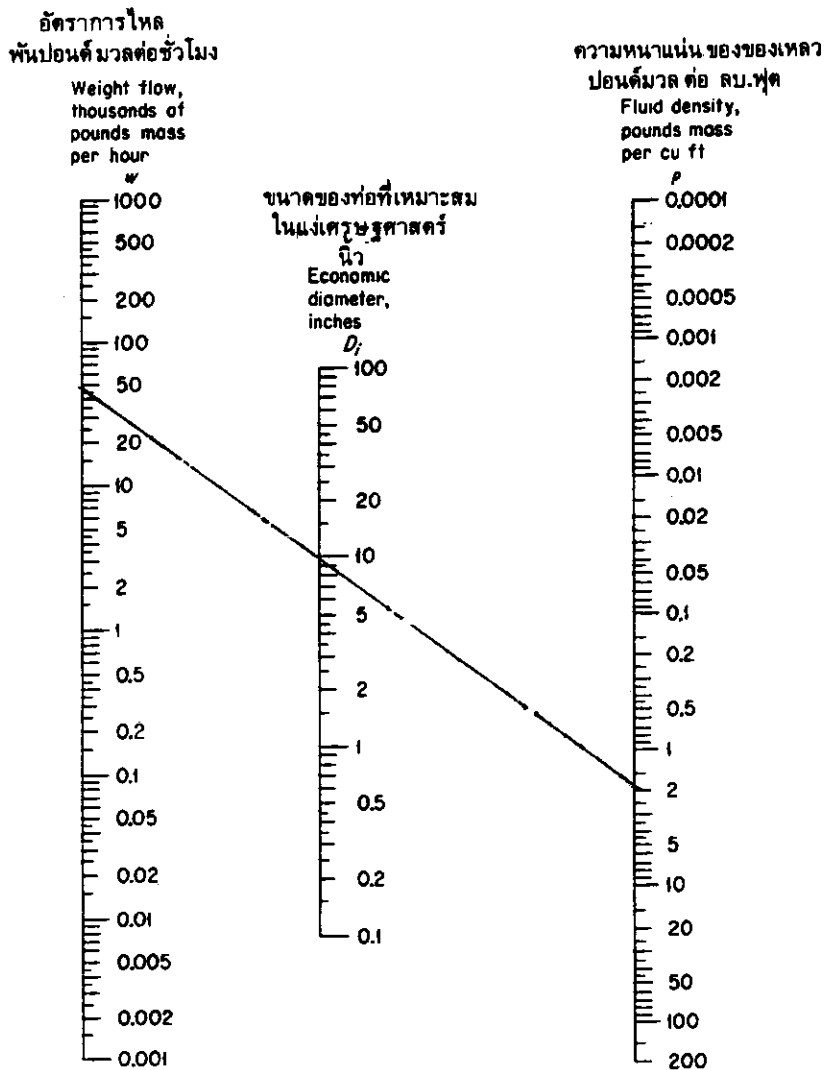


รูปที่ 6.2 การเปรียบเทียบราคารวมของท่อและอุปกรณ์ และค่าพลังงานที่ใช้ในการสูบน้ำเพื่อหาขนาดท่อที่เหมาะสม

มากสำหรับท่อ 3-4 ขนาดที่เลือกไว้ ในกรณีนี้อาจจำเป็นต้องพิจารณาถึงโครงการขยายงานหรือการเปลี่ยนแปลงอัตราการสูบในอนาคตด้วย

ในกรณีที่จุดที่ให้ราคาต่ำสุดนั้นมีชื่อขนาดมาตรฐานก็อาจจำเป็นต้องเลือกใช้ขนาดมาตรฐานขนาดใดขนาดหนึ่ง

เมื่อทราบอัตราการสูบและความหนาแน่นของของเหลว และเมื่อการไหลนั้นเป็นแบบ Turbulent ขนาดของท่อที่เหมาะสมในแง่เศรษฐศาสตร์ (Economic Pipe Diameter) อาจเลือกได้อย่างคร่าว ๆ จากชาร์ทในรูปที่ 6.3 ชาร์ทดังกล่าวนี้มีเส้นแบ่งส่วน 3 เส้นด้วยกัน คือ เส้นทางด้านซ้ายมือสุดเป็นอัตราการไหล



รูปที่ 6.3 ชาร์ทสำหรับหาขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของท่อส่งที่มีความเหมาะสมทางเศรษฐศาสตร์ (Economic Pipe Diameter)

มีหน่วยเป็นพันปอนด์มวล (Mass) ต่อชั่วโมง เส้นด้านขวามือสุดเป็นความหนาแน่นของของเหลว มีหน่วยเป็นปอนด์มวล (Mass) ต่อ ลบ.ฟุต เมื่อลากเส้นเชื่อมต่อระหว่างจุดสองจุดบนเส้นทั้งสองก็จะตัดผ่านเส้นบอกขนาดของท่อซึ่งอยู่ตรงกลาง เช่น สมมุติว่าสูบน้ำด้วยอัตรา 3,000 แกลลอนต่อนาที (6.68 ลบ.ฟุตต่อวินาที) อัตราการไหลจะเท่ากับมวล 46.68×1000 ปอนด์ต่อชั่วโมง ความหนาแน่นของน้ำเท่ากับ 1.94 ปอนด์มวล หรือ Slug ต่อ ลบ.ฟุต ลากเส้นเชื่อมต่อระหว่างจุด 46.68 บนเส้นอัตราการไหลด้านซ้ายมือ และ 1.94 บนเส้นความหนาแน่นของของเหลวก็จะได้ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของท่อเท่ากับ 10 นิ้ว เป็นต้น

การออกแบบท่อส่งน้ำ

หลักการเบื้องต้นในการออกแบบท่อส่งน้ำมีดังต่อไปนี้ คือ

1. ในการกำหนดแนวท่อส่งน้ำควรกำหนดให้แนวท่อจากบ่อบึงถึงจุดที่ต้องการใช้น้ำเป็นแนวตรงสั้นและอยู่ในระดับหรือมีความลาดเทสม่ำเสมอมากที่สุดเท่าที่จะทำได้
2. จะต้องคำนึงถึงความสะดวกสบายในการติดตั้งและบำรุงรักษาไว้ด้วย เช่นในกรณีที่เป็นท่อใต้ดินแนวท่อจะต้องไม่ปิดทับด้วยแผ่นคอนกรีตหนาซึ่งการซ่อมจะทำได้ก็ต่อเมื่อทุบแผ่นคอนกรีตแล้วเท่านั้น
3. ในกรณีที่แนวท่อตัดผ่านถนน ควรจะมีท่อหรือปลอกที่แข็งแรงฝังลอดถนนแล้วให้ท่อส่งซึ่งมีขนาดเล็กกว่าเดินในท่อดังกล่าวอีกทีหนึ่ง
4. อุปกรณ์ของระบบท่อควรมีเท่าที่จำเป็นเพราะส่วนใหญ่มีราคาแพงและเสียพลังงานในการไหลผ่านมาก การเปลี่ยนทิศทางแนวท่อควรใช้อุปกรณ์ที่มีรัศมีความโค้งยาวเพื่อให้การสูญเสียพลังงานที่อุปกรณ์เหล่านั้นน้อยที่สุด
5. ในกรณีที่แนวท่อมีการเปลี่ยนแปลงระดับขึ้น ๆ ลง ๆ ช่วงท่อส่วนที่โค้งขึ้นอาจจะมีโพรงอากาศอยู่มากจนทำให้น้ำไหลไม่เต็มท่อ ดังนั้น ควรจะพิจารณาติดตั้งวาล์วระบายอากาศไว้ในตำแหน่งดังกล่าวด้วย
6. ท่อควรจะวางบนดินในร่องที่กระหึ่มแน่นหรือบนฐานรากที่เหมาะสมเพื่อป้องกันมิให้เกิดความเค้นในเส้นท่อหรือที่หน้างานของบ่อบึง เนื่องจากการทรุดตัวไม่เท่ากัน
7. ในกรณีที่เป้นท่อซีเมนต์ใยหิน ท่อที่ต่อเข้าด้วยกันนั้นมิได้ยึดติดกันแน่นเป็นท่อนเดียวกันเหมือนท่อเหล็ก ดังนั้นแรงดันที่เกิดขึ้นจากการเปลี่ยนแปลงโมเมนต์ภายในท่ออาจจะทำให้รอยต่อเหล่านี้หลุดออกจากกันได้ ดังนั้น เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงทิศทางการไหลก็จำเป็นต้องมีแท่นคอนกรีตยึดทุกแห่ง ลักษณะของแท่นคอนกรีตยึดอุปกรณ์ท่อชนิดต่าง ๆ อาจดูได้จากแบบมาตรฐานของการประปาส่วนภูมิภาคซึ่งให้ไว้ในภาคผนวก
8. ในกรณีที่ท่อส่งมีความยาวมาก ผู้ออกแบบจะต้องวิเคราะห์และพิจารณาหาทางป้องกันวอเตอร์-แฮมเมอร์ (Water Hammer) ด้วย

การเลือกปั๊มและต้นกำลัง

ดังได้กล่าวไว้ในบทที่ 1 แล้วว่า เราอาจแบ่งแยกปั๊มออกเป็น 4 ประเภทใหญ่ ๆ ด้วยกันคือ เซนตริ-

ฟูกอล โรตารี ลูกสูบชักหรือ Reciprocating และนอกแบบ เนื่องจากปั๊มที่ใช้ในงานสูบน้ำทั่ว ๆ ไปรวมทั้งงานชลประทานและระบายน้ำส่วนใหญ่เป็นแบบเซนตริฟูกอล ดังนั้นในหัวข้อต่อไปนี้จะเน้นเฉพาะปั๊มแบบเซนตริฟูกอลเท่านั้น

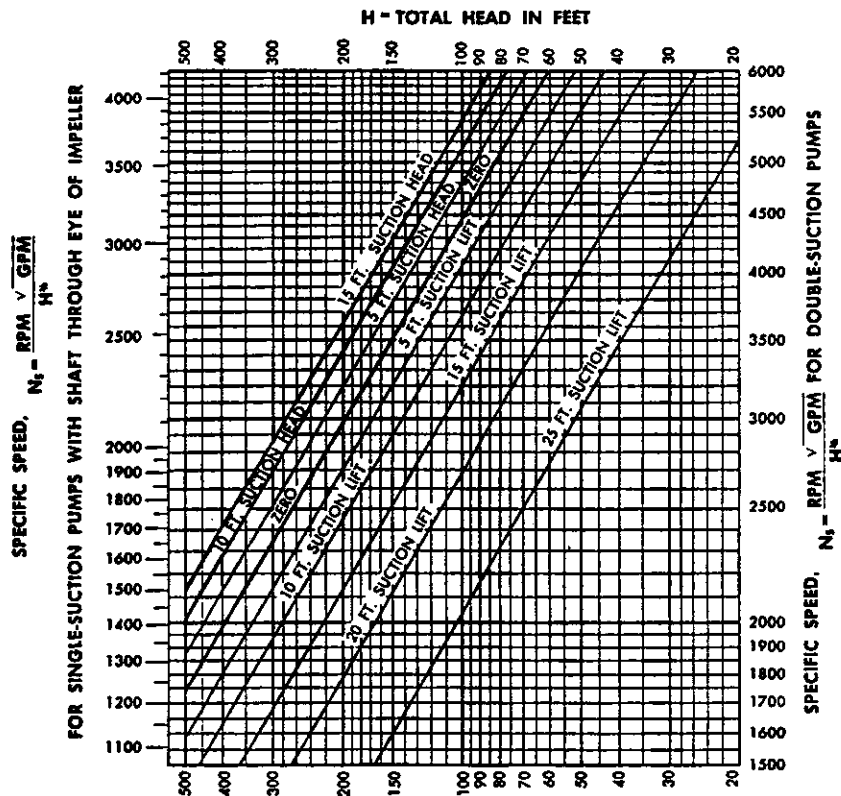
โดยหลักการแล้วการเลือกปั๊มแบบเซนตริฟูกอลให้เหมาะสมกับการใช้งานอาจพิจารณาได้ 3 ลักษณะด้วยกัน คือ *พิจารณาจากวัตถุประสงค์ใช้งาน* *พิจารณาจากความเร็วจำเพาะร่วมกับระยะดูดยก (Suction Lift)* และ *พิจารณาจากกราฟแสดงลักษณะการทำงานของปั๊ม*

ก. การพิจารณาจากวัตถุประสงค์ใช้งาน ปัจจุบันบริษัทผู้ผลิตได้ผลิตปั๊มให้มีคุณสมบัติเหมาะสมกับงานใดงานหนึ่งโดยเฉพาะมากมายหลายแบบ ดังนั้น เพียงแต่ทราบว่าจะนำไปใช้งานอะไรและทราบสภาพการทำงานที่ต้องการอย่างกว้าง ๆ ก็จะสามารถจำกัดลักษณะและแบบลงมาเหลือเพียง 2-3 อย่าง เช่น ต้องการปั๊มน้ำจากบ่อบาดาลจะต้องใช้ปั๊มประเภท Vertical Turbine ซึ่งยังอาจแบ่งออกไปอีกว่าถ้าอัตราการสูบไม่สูงนักอาจจะใช้แบบที่ปั๊มและมอเตอร์จมอยู่ในน้ำ (Submersible Pump) หรือปั๊มจุ่ม แต่ถ้าอัตราการสูบสูงก็ต้องใช้ Vertical Turbine ที่มีต้นกำลังอยู่ปากบ่อ ในกรณีที่ต้องการปั๊มสำหรับการระบายน้ำโดยมีการควบคุมระดับไม่ให้สูงกว่าที่กำหนดไว้ ผู้เลือกปั๊มก็จะเลือกโดยมุ่งจุดสนใจไปที่ปั๊มซึ่งออกแบบไว้สำหรับการระบายน้ำ มีอุปกรณ์ควบคุมการทำงานโดยใช้ลูกลอยซึ่งจะทำหน้าที่เปิดสวิตช์เดินเครื่องเมื่อระดับน้ำในบ่อสูบเพิ่มขึ้นมาถึงระดับที่กำหนดไว้ เป็นต้น ข้อมูลที่นำมาใช้ตัดสินใจเลือกแบบของปั๊มจะได้จากการรวบรวมข้อมูลเบื้องต้นสำหรับออกแบบ

ข. การพิจารณาจากความเร็วจำเพาะร่วมกับระยะดูดยก ความเร็วจำเพาะซึ่งคำนวณได้จากอัตราการสูบ ความเร็วการหมุนของใบพัด และเฮดของปั๊มจะเป็นตัวเลขซึ่งบอกลักษณะของปั๊มอย่างกว้าง ๆ กล่าวคือ ถ้าความเร็วจำเพาะมีค่าอยู่ระหว่าง 500 ถึง 3,000 ใบพัดและปั๊มจะเป็นชนิด Radial Flow ความเร็วจำเพาะจาก 3,000 ถึง 8,000 ใบพัดและปั๊มจะเป็นแบบ Mixed Flow และค่าความเร็วจำเพาะจาก 8,000 ถึง 15,000 ใบพัดจะเป็นแบบ Axial flow เป็นต้น นอกจากจะสัมพันธ์กับชนิดของใบพัดแล้ว ความเร็วจำเพาะยังสัมพันธ์กันกับระยะดูดยกสูงสุด หรือเฮดทางด้านดูด (Suction Head) ค่าสุดของปั๊มที่จะไม่ทำให้เกิดควาวิ-เตชั่นด้วย

โดยทั่ว ๆ ไปแล้วปั๊มที่มีความเร็วจำเพาะต่ำหรือปั๊มประเภท Radial Flow จะใช้กับงานที่มีระยะดูดยกสูงได้ดีกว่าปั๊มซึ่งมีความเร็วจำเพาะสูง การใช้ปั๊มที่มีความเร็วจำเพาะสูงในงานที่มีระยะดูดยกสูงจะทำให้เกิดควาวิเตชั่น หรือมีเสียงดังและอาจทำให้ปั๊มเสียหายได้ ค่าความเร็วจำเพาะสูงสุดที่จะใช้ได้สำหรับระยะดูดยกขนาดต่าง ๆ อาจจะได้จากรูปที่ 6.4 และ 6.5

รูปที่ 6.4 และ 6.5 เป็นค่าความเร็วจำเพาะสูงสุดสำหรับปั๊มที่จะทำงานโดยไม่เกิดควาวิเตชั่น ซาร์ทดังกล่าวกำหนดว่าน้ำที่สูบเป็นน้ำใส มีอุณหภูมิ 85°F และปั๊มติดตั้งอยู่ที่ที่ซึ่งมีระดับเท่ากับระดับน้ำทะเลปานกลาง



รูปที่ 6.4 ความเร็วจำเพาะสูงสุดสำหรับปั๊มซึ่งมีใบพัดชั้นเดียว (Single Stage) ใบพัดดูดด้านเดียวและสองด้าน ใช้สูบน้ำใสที่อุณหภูมิ 85°F ที่ระดับน้ำทะเล (Hydraulic Institute, U.S.A.)

รูปที่ 6.4 จะครอบคลุมความเร็วจำเพาะตั้งแต่ 1,500 ถึง 6,000 สำหรับปั๊มประเภทดูดเข้าทั้งสองหน้าของใบพัด (Double Suction Pump) และจาก 1,100 ถึง 4,000 สำหรับประเภทดูดเข้าหน้าเดียว (Single Suction Pump) ปั๊มทั้งสองแบบนี้จะใช้งานที่ต้องการเฮดขนาดปานกลางจนถึงค่อนข้างสูง.

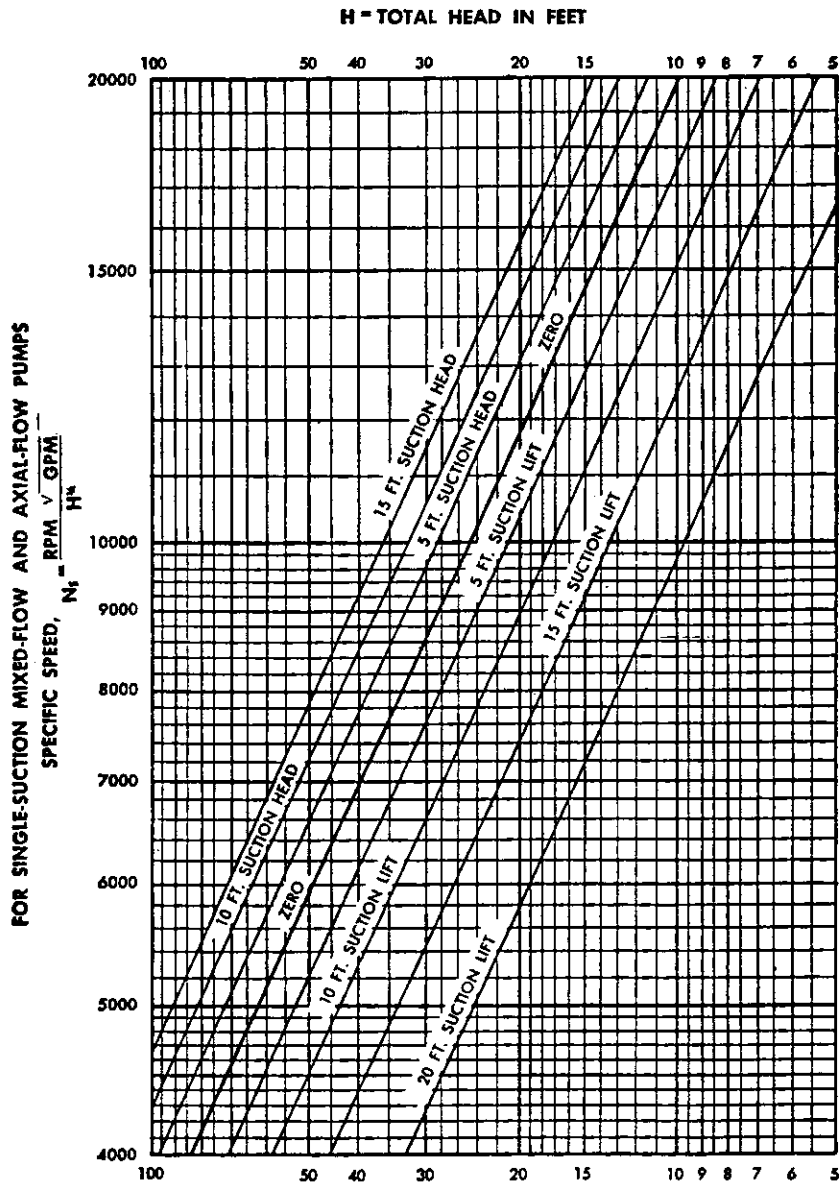
รูปที่ 6.5 จะครอบคลุมปั๊มแบบ Mixed Flow และ Axial Flow ซึ่งมีความเร็วจำเพาะอยู่ในช่วงตั้งแต่ 4,000 ถึง 20,000 ปั๊มทั้งสองแบบนี้จะใช้กับงานที่ต้องการเฮดไม่สูงนัก

ตัวอย่างที่ 6.1

ถ้าต้องการสูบน้ำโดยใช้ปั๊มเซนตริฟูกอลที่มีใบพัดแบบดูดเข้าหน้าเดียว (Single Suction) โดยมีระยะดูดยก 15 ฟุต และ TDH 100 ฟุต จงหาความเร็วจำเพาะสูงสุดของปั๊มที่จะใช้ได้โดยไม่ทำให้เกิดควิเทชั่น

วิธีทำ

จากรูปที่ 6.4 ลากเส้นในแนวดิ่งจากค่า Total Head เท่ากับ 100 ฟุตลงมาตัดกับกราฟของเส้น



รูปที่ 6.5 ความเร็วจำเพาะสูงสุดสำหรับปั๊ม Single Stage ชุดด้านเดียวแบบ Mixed Flow และ Axial Flow ของเหลวเป็นน้ำใสที่ 85°F ที่ระดับน้ำทะเล (Hydraulic Institute, U.S.A.)

15 FT. Suction Lift แล้วลากเส้นราบจากจุดตัดไปหาแกนตั้งทางซ้ายมือซึ่งเป็นของปั๊มซึ่งมีใบพัดแบบดูดหน้าเดียวจะได้ความเร็วจำเพาะเท่ากับ 2250

ดังนั้นควรจะใช้ปั๊มที่มีความเร็วจำเพาะไม่เกิน 2250 หรือแบบ Radial Flow จึงจะไม่เกิดคาวิเคชั่น

ตัวอย่างที่ 6.2

จากตัวอย่างที่แล้ว ถ้าต้องการใช้ปั๊มที่มีใบพัดดูดเข้าทั้งสองหน้า ความเร็วจำเพาะสูงสุดของปั๊มควรเป็นเท่าไร

วิธีทำ

จากรูปที่ 6.4 เมื่อลากเส้นในแนวนิ่งจากค่า Total Head เท่ากับ 100 ฟุตลงมาตัดกับกราฟ Suction Lift เท่ากับ 15 ฟุตแล้วให้ลากเส้นราบจากจุดตัดมาทางขวามือซึ่งเป็นของปั๊มที่มีใบพัดดูดเข้าสองหน้า จะได้ความเร็วจำเพาะเท่ากับ 3200

ดังนั้นควรจะใช้ปั๊มที่มีความเร็วจำเพาะไม่เกิน 3200 จึงจะไม่เกิดคาวิเคชั่น

ตัวอย่างที่ 6.3

ต้องการสูบน้ำด้วยอัตรา 150 ลิตร/วินาที ที่เฮดเท่ากับ 32.5 เมตร โดยใช้ต้นกำลังเป็นมอเตอร์ไฟฟ้าซึ่งหมุนด้วยความเร็ว 1450 รอบต่อนาที จงหาระยะศูนย์กลางสูงสุดที่จะใช้ได้สำหรับปั๊มนี้

วิธีทำ

$$\text{คำนวณความเร็วจำเพาะ} \quad N_s = \frac{1.633 \text{ rpm } \sqrt{\text{lps}}}{H^{0.75}}$$

$$\text{rpm} = 1450 \text{ รอบนาที} \quad \text{lps} = 150 \text{ ลิตร/วินาที} \quad H = 32.5 \text{ เมตร}$$

$$N_s = \frac{1.633 \times 1450 \times \sqrt{150}}{(32.5)^{0.75}} \\ = 2130 \text{ รอบต่อนาที}$$

$$\text{จากรูปที่ 6.4 สำหรับ} \quad N_s = 2130 \text{ และเฮดเท่ากับ 32.5 เมตร หรือ 106.6 ฟุต}$$

(1) ในกรณีที่ปั๊มเป็นใบพัดแบบดูดด้านเดียว ระยะศูนย์กลางสูงสุดที่อ่านได้จากชาร์ทโดยใช้สเกล N_s ด้านซ้ายมือจะเท่ากับ 15 ฟุตหรือ 4.57 เมตร

(2) ถ้าเป็นใบพัดแบบดูดสองด้าน (Double suction) ระยะศูนย์กลางที่อ่านได้จากชาร์ทโดยใช้สเกล N_s ด้านขวามือจะเท่ากับ 23 ฟุตหรือ 7.01 เมตร

เมื่อได้ค่าความเร็วจำเพาะสูงสุดที่จะใช้ได้แล้ว การเลือกใช้ปั๊มเซนตริฟูกอลให้เหมาะกับงานอาจจะพิจารณาได้จากตารางที่ 6.1

ตารางที่ 6.1 แนวทางสำหรับเลือกปั๊มแบบเซนตริฟูกอลโดยพิจารณาจากความเร็วจำเพาะ

ความเร็วจำเพาะ	ด้านดุดของใบพัด	เรือนปั๊ม (Casing)	ใบพัด	จำนวนชั้น (Stage)	คุณสมบัติเฉพาะ
700 - 2,500	ด้านเดียว	หอยโข่ง	Radial	—	A1
700 - 2,000	ด้านเดียว	ซ้อนกันบนเพลลาเดียว	Radial	มากกว่า 1	A2
1,250 - 4,500	สองด้าน	หอยโข่ง	Radial	ชั้นเดียว	B1
1,250 - 2,500	สองด้าน	หอยโข่ง	Radial	มากกว่า 1	B2
3,000 - 6,000	ด้านเดียว	หอยโข่ง	Mixed Flow	—	C1
	ด้านเดียว	กริ๊บผันน้ำขนานกับเพลลา	Mixed Flow	—	C2
5,000 - 7,500	สองด้าน	หอยโข่ง	Mixed Flow	—	D1
7,000 - 12,500	ด้านเดียว	กริ๊บผันน้ำขนานกับเพลลา	Axial	อาจมากกว่า 1	E1

คุณสมบัติเฉพาะสำหรับปั๊มแบบต่าง ๆ ที่ให้สัญลักษณ์ไว้ในช่องสุดท้ายของตารางที่ 6.1 แสดงในตารางที่ 6.3

การเปรียบเทียบความเหมาะสมในแต่ละด้านและรวมทุก ๆ ด้าน โดยการให้คะแนนจาก 0 ถึง 5 ตามความเหมาะสมจากน้อยไปหามากแสดงไว้ในตารางที่ 6.2

ตารางที่ 6.2 เปรียบเทียบความเหมาะสมรวมสำหรับปั๊มเซนตริฟูกอลทั้ง 8 แบบ

คุณสมบัติที่ประเมิน	ปั๊มแบบ							
	A1	A2	B1	B2	C1	C2	D1	E1
ราคา	4	1	3	2	2	3	2	4-5
ประสิทธิภาพ	3-5	3-4	4-5	4-5	5	4	4	3-4
ความสามารถดูดยก	5	4	4-3	4	2	2	2	0
กราฟ H-Q ชั้น	1-3	1-2	3-4	3-4	4	4	4	5
โอกาสทำงานเกินกำลัง	1-3	1-2	3-4	3-4	4	4	4	5
ความมั่นคงในการสูบ	0-3	0-2	1-3	1-2	4	4	4	5
ความเหมาะสมต่องานเฮดสูง	4	5	4	5	2	3	1	0
ขนาดของปั๊ม	2-3	2	3	2	3	4	3	5
ความง่ายต่อการถอดซ่อมและประกอบ	3-4	1	5	4	4	2	4	4-5
การอุดตันในใบพัด	1-2	0	3-4	3	4	2	3	3
คะแนนรวม	24-36	18-23	33-38	31-35	34	32	31	34-37

ตารางที่ 6.3 คุณสมบัติเฉพาะของปั๊มแบบต่างๆ ในห้องสุดท้ายของตารางที่ 6.1

	ปั๊ม A1	ปั๊ม A2	ปั๊ม B1	ปั๊ม B2
รูปร่างลักษณะ	Single-suction radial-flow volute pump	Single-suction multistage radial-flow guide ring pump	Double-Suction radial-flow single-stage volute pump	Double Suction multi-stage radial-flow volute pump
ประสิทธิภาพ	สูงมากที่ความเร็วจำเพาะสูง และลดลงอย่างรวดเร็วเมื่อความเร็วจำเพาะต่ำกว่าประมาณ 1,000	สำหรับคุณสมบัติอย่างอื่น คล้ายกับแบบ A1 ยกเว้นเรื่องราคา การถอดประกอบและซ่อม เนื่องจากมีชิ้นส่วนมากทำให้การประกอบยุ่งยาก แต่เหมาะสำหรับงานที่ต้องการเสถียรมาก ๆ เพราะมีหลายชิ้น	ดีมาก โดยเฉพาะอย่างยิ่งมีขนาดเล็ก	คุณสมบัติอย่างอื่นเหมือนกับแบบ B1 แต่แพงกว่า เหมาะสำหรับงานที่ต้องการเสถียรมาก ๆ
ราคา	ถูกถึงถูกมาก เนื่องจากสามารถติดตั้งไปพักกับเพลลา หรือท่อหล่อจากเพลลาของมอเตอร์และเรือมีมีกับเรือมอเตอร์ โดยเฉพาะอย่างยิ่งมีขนาดเล็ก		ถูกพอใช้ เพราะการหล่อเรือมีมี (Casting) ทำยากกว่าแบบดูดด้านเดียวมาก	
การถอดซ่อมและประกอบ	ทำได้ง่าย		ทำได้ง่ายมาก	
ความเสถียร	ดีมาก		เสถียรถึงดีมาก ขึ้นอยู่กับความเร็วจำเพาะและเฮด	
ขนาด	ไม่โตมาก ห้องสูบซึ่งเป็นแบบพอยวงไม่โตมากเมื่อเทียบกับใบพัด		เมื่อความเร็วจำเพาะสูงขึ้นจะโคพะทะมากขึ้น โคมักเมื่ออัตราการสูบและความเร็วจำเพาะสูง	
ลักษณะการทำงาน	ทำให้มั่นคง (Stable) หรือไม่กินกำลัง (Non-overloading) ได้ยาก ที่ความเร็วจำเพาะต่ำ	.	เมื่อความเร็วจำเพาะสูงขึ้นจะมีความมั่นคง (Stable) มากขึ้นและไม่กินกำลัง	
การดูดค้นในใบพัด	ดูดค้นได้ง่ายเนื่องจากมีช่องระหว่างนำประกับเคลือบ		ดูดค้นยาก ดีพอใช้เมื่อความเร็วจำเพาะสูง คือสมควรสำหรับมีมีที่ให้เสถียรมาก	
ความเหมาะสมกับงานที่ต้องการเสถียรมาก	ดี		—	

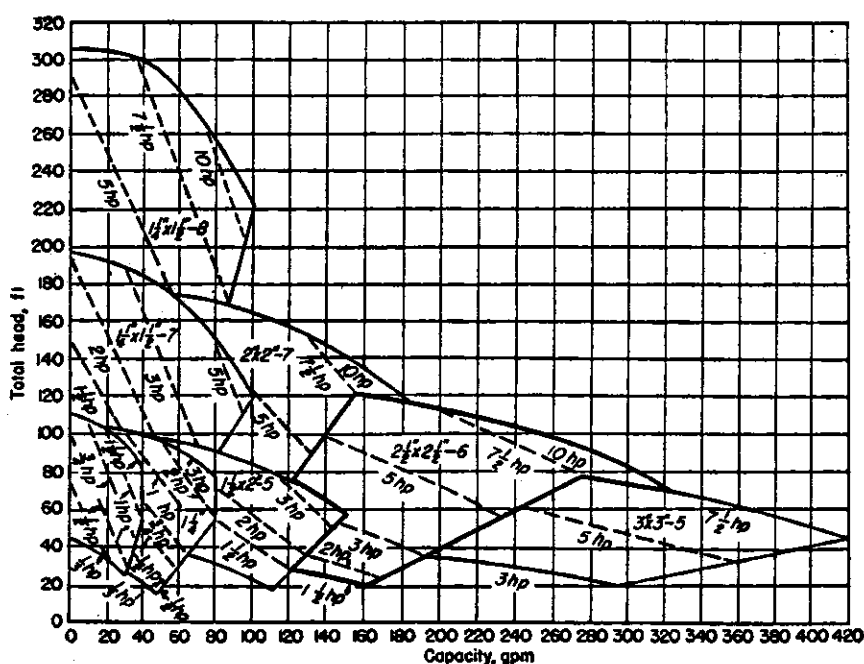
ตารางที่ 6.3 (ต่อ)

	ปั๊ม C1	ปั๊ม C2	ปั๊ม D1	ปั๊ม E1
รูปร่างลักษณะ	Single-Suction single-stage mixed-flow volute pump	Single-Suction single-stage mixed-flow concentric diffuser pump	Double-Suction single-stage mixed-flow volute pump	Single-Suction single-stage axial-flow concentric diffuser pump
ประสิทธิภาพ	ดีมากโดยเฉพาะอย่างยิ่งมีขนาดใหญ่	ดีมาก แต่ไม่ดีเท่าแบบ C1	คุณสมบัติอย่างอื่นเหมือนกับแบบ C1 แต่มีขนาดโตเนื่องจากมีเรือนปั๊มโต และมีหน้างานท่ออยู่ด้านข้าง	สูง แต่ไม่เท่าแบบ B1, B2, C1 และ C2
ราคา	ถูกพอสมควร ใบพัดราคาค่อนข้างแพง	ถูกพอสมควร		ถูก ผลิตใบพัดได้ง่ายกว่าแบบอื่น
การถอดซ่อมและประกอบ	ทำได้ง่ายพอสมควร ปกติจะถอดออกทางหน้างานด้านล่าง	ไม่ดีเท่าแบบ C1		ทำได้ง่ายพอ ๆ กับแบบ B1 หรือ C2
ความสามารรถดูดยก	พอใช้ได้ถึงเลว	เหมือนแบบ C1		เลวจนถึงไม่มีเลย
ขนาด	โต เนื่องจากต้องการเรือนปั๊ม (Casing) โคมามากเมื่อเทียบกับขนาดของใบพัด	ดี กระทัดรัดเมื่อเทียบกับอัตราการสูบ		ดีมากเมื่อเทียบกับอัตราการสูบ
ลักษณะการทำงาน	มันคงมากและไม่เกินกำลัง	เหมือนแบบ C1		H-Q Curve ชันและมั่นคง ทำงานเกินกำลังเมื่อใช้กับอัตราการสูบน้อยคู่กับเสดสูง
การดูดตันในใบพัด	ดูดตันมากถ้าหากมีกริปใบพัดน้อย	ดูดตันง่ายเนื่องจากมีกริปมันน้ำมาก	ดูดตันยาก	
ความเหมาะสมกับงานที่ต้องการเสดสูง	ไม่เหมาะสมกับงานที่ต้องการเสดสูงกว่า 70 ฟุตต่อบีม 1 ชั้น (Stage)	เหมือนแบบ C1		
			ไม่เหมาะสำหรับงานที่ต้องการเสดเกิน 30 ฟุตต่อ 1 ชั้น (Stage)	

ค. การพิจารณาจากกราฟแสดงลักษณะการทำงานของปั๊ม เมื่อได้เลือกปั๊มโดยพิจารณาจากวัตถุประสงค์ใช้งาน ความเร็วจำเพาะ และลักษณะการดูดยกน้ำทางด้านดูดแล้วก็จะสามารถบอกได้ว่าควรใช้ปั๊มแบบใด แต่เนื่องจากว่าในแต่ละแบบหรือโมเดลของบริษัทผู้ผลิตรายหนึ่งยังมีขนาดและช่วงการทำงานที่เหมาะสมแตกต่างกันออกไปอีก และปั๊มของแต่ละบริษัทก็มีการออกแบบแตกต่างกัน ดังนั้นจึงจำเป็นต้องนำค่าอัตราการสูบและเฮดหรือกราฟเฮดของระบบ (System Head Curve) มาพิจารณาร่วมกับกราฟแสดงลักษณะการทำงานของปั๊มจึงจะได้เครื่องขนาดที่เหมาะสมตามความต้องการใช้งานอย่างถูกต้อง

ในกรณีที่บริษัทผู้ผลิตปั๊มผลิตแบบหรือโมเดลเดียวกันหลายขนาด เขาก็จะเอาช่วงหรือขอบเขตการทำงานที่เหมาะสมของแต่ละขนาดมาเขียนรวมอยู่ในกราฟแผ่นเดียวกันดังแสดงในรูปที่ 6.6 รูปดังกล่าวนี้เรียกว่า **Composite Rating Chart** ซึ่งจะแสดงให้เห็นถึงขอบเขตการทำงานที่เหมาะสมของปั๊มขนาดต่างๆ ที่เป็นโมเดลเดียวกัน เช่น ต้องการสูบน้ำด้วยอัตรา 200 แกลลอนต่อนาที มีเฮดเท่ากับ 100 ฟุต ปั๊มที่ควรใช้สำหรับโมเดลนี้ควรเป็นขนาด $2\frac{1}{2}'' \times 2\frac{1}{2}'' - 6$ และต้นกำลังที่ใช้เท่ากับ $7\frac{1}{2}$ แรงม้า เป็นต้น ตัวเลขตัวแรกของขนาดเป็นเส้นผ่าศูนย์กลางของหน้าจานทอส่ง ตัวที่สองเป็นของท่อดูด และตัวที่ 3 เป็นขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของใบพัด

ถึงแม้ว่า Composite Rating Chart จะให้ขนาดของปั๊มที่เหมาะสมของโมเดลใดโมเดลหนึ่งที่เลือกเอาไว้ แต่ผู้เลือกใช้จะไม่ทราบการทำงานที่แท้จริงของปั๊มเครื่องดังกล่าว กล่าวคือไม่ทราบอัตราการสูบและ



รูปที่ 6.6 Composite Rating Chart ซึ่งใช้แสดงขอบเขตการทำงานที่เหมาะสมของปั๊มโมเดลที่มีหลายขนาด

เขต ตลอดจนประสิทธิภาพการทำงานที่แท้จริงว่าเท่ากับเท่าไร สิ่งเหล่านี้จะมีความสำคัญต่อการตัดสินใจเลือกใช้มากโดยเฉพาะอย่างยิ่งปั๊มนขนาดใหญ่

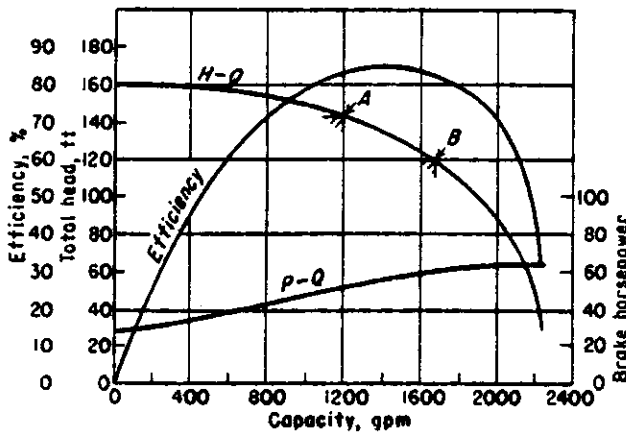
จุดที่ปั๊มทำงานหรืออัตราการสูบและเขตที่จะได้จากปั๊มจำเป็นต้องดูจากจุดตัดระหว่างกราฟ H-Q (H-Q Curve) และกราฟเขตของระบบ (System Head Curve) โดยปกติแล้วบริษัทผู้ผลิตจะไม่แสดงกราฟ H-Q เพียงอย่างเดียวเพราะจะไม่ช่วยในการตัดสินใจเลือกใช้เท่าไรนัก แต่จะให้กราฟแสดงรายละเอียดอย่างอื่นมาด้วย เช่น ประสิทธิภาพการทำงาน แรงม้าที่ต้องการ NPSH_r และกราฟ H-Q เมื่อมีการเปลี่ยนแปลงรอบการหมุน หรือเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของใบพัดเป็นต้น กราฟเหล่านี้จะรวมเสนอในแค็ตตาล็อกที่เรียกว่า Pump Characteristic Curves หรือ Performance Curves

Performance Curves อาจแบ่งออกเป็น 3 ลักษณะใหญ่ ๆ ด้วยกัน คือ

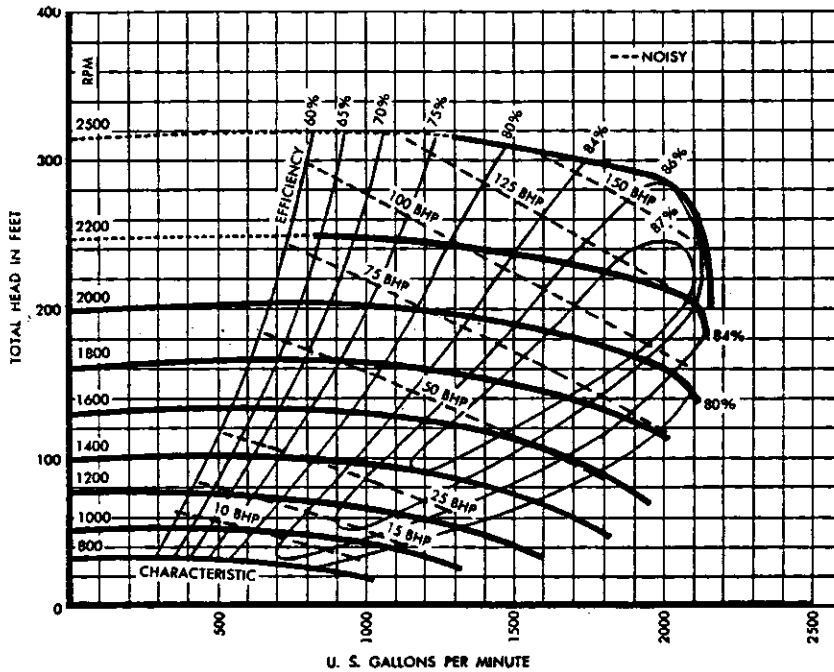
1. กราฟ H-Q (H-Q Curve) ร่วมกับกราฟประสิทธิภาพ (Eff-Q Curve) และแรงม้าที่ต้องการ (Bhp-Q Curve) ดังแสดงในรูปที่ 6.7

2. กราฟ H-Q หลายเส้นของปั๊มที่มีใบพัดขนาดใดขนาดหนึ่ง แต่ละเส้นสำหรับรอบการหมุนคงที่ ขนาดหนึ่งซึ่งรวมทั้งความเร็วมาตรฐานของมอเตอร์ด้วย กราฟเหล่านี้มักจะแสดงความคู่กันแสดงประสิทธิภาพการทำงานที่เท่ากัน (Iso-efficiency Curve) และแรงม้าที่ต้องการดังแสดงในรูปที่ 6.8 Characteristic Curves แบบนี้เหมาะสำหรับใช้เลือกปั๊มที่ค้นกำลังเปลี่ยนแปลงความเร็วได้ เช่นต้นกำลังที่เป็นเครื่องยนต์ เป็นต้น เพราะจะเปิดโอกาสให้เลือกใช้ความเร็วสำหรับอัตราการสูบและเขตขนาดใดขนาดหนึ่งให้มีประสิทธิภาพการทำงานสูงได้

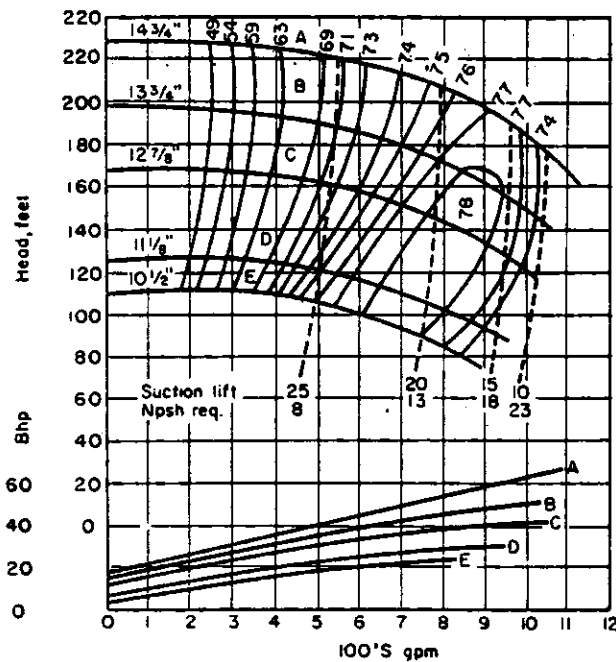
3. กราฟ H-Q หลายเส้น แต่ละเส้นได้จากใบพัดแบบเดียวกันแต่มีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางต่างกัน



รูปที่ 6.7 กราฟแสดงลักษณะการทำงานของปั๊มซึ่งเรียกว่า Pump Characteristic Curves หรือ Performance Curves



รูปที่ 6.8 Characteristic Curves ของปั๊มที่ขนาดใบพัดคงที่ แต่รอบการหมุนเปลี่ยนไป



รูปที่ 6.9 Characteristic Curves ของปั๊มซึ่งมีเรือนปั๊ม (Casing) 5" x 4" หมุนด้วยความเร็ว 1,750 รอบต่อนาที สำหรับใบพัดขนาด 10 1/2" ถึง 14 3/4" ขอให้สังเกตระยะจุดยกน้ำสูงสุด และ NPSH_r สำหรับช่วงอัตราการสูบต่างๆ ซึ่งทำให้วินกราฟนี้ด้วย

ใบพัดทุกขนาดหมุนด้วยอัตราเร็วเท่ากัน กราฟเหล่านี้จะแสดงความคู่กับเส้นแสดงประสิทธิภาพการทำงาน และแรงม้าที่ต้องการเช่นเดียวกันกับแบบที่แล้ว Characteristic Curves แบบนี้แสดงไว้ในรูปที่ 6.9 กราฟชุดนี้เหมาะสำหรับต้นกำลังมีอัตราการหมุนคงที่ เช่น มอเตอร์ ดังนั้นถ้าอัตราการสูบน้ำไม่ตรงกับที่ต้องการ ก็จะต้องปรับจากขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของใบพัดโดยใช้ Affinity Laws หรือจากการทดลองวัดจริง และถ้าจะนำปั๊มนี้ไปใช้กับเครื่องยนต์ก็จะต้องใช้ Affinity Law คำนวณขนาดและอัตราการสูบน้ำ จากรอบความเร็วของเครื่องยนต์ที่จะใช้

ใน Characteristic Curves ของปั๊มบางโมเดลหรือบางบริษัทจะให้ข้อมูล $NPSH_r$ มาด้วย คำดังกล่าวนี้จะมีผลสำคัญต่อการติดตั้งปั๊มเหนือระดับของของเหลวมากดังที่ได้อธิบายไว้แล้วในบทที่ 5

สำหรับอัตราการสูบน้ำและขนาดโดยขนาดหนึ่งอาจจะมีปั๊มหลายขนาดและหลายโมเดลที่ใช้งานได้ ดังนั้นจะต้องนำ Characteristic Curves ของปั๊มที่อยู่ในเกณฑ์ใช้ได้มาพิจารณาเปรียบเทียบกับว่า ปั๊มเครื่องใดจะทำงานได้ตรงกับความต้องการอย่างมีประสิทธิภาพโดยมีราคาไม่สูงจนเกินไป

การเลือกปั๊มโดยพิจารณาจาก Characteristic Curves และกราฟเฮดของระบบ (System Head Curve) มีหลักเกณฑ์อย่างกว้าง ๆ ดังนี้ คือ

1. ถ้าต้องการควบคุมเฮดให้สม่ำเสมอตลอดช่วงการทำงานให้เลือกปั๊มที่มีกราฟ H-Q แบบ
2. ถ้าต้องการควบคุมอัตราการสูบน้ำให้สม่ำเสมอเมื่อระดับน้ำมีการเปลี่ยนแปลงให้เลือกปั๊มที่มีกราฟ H-Q ชัน

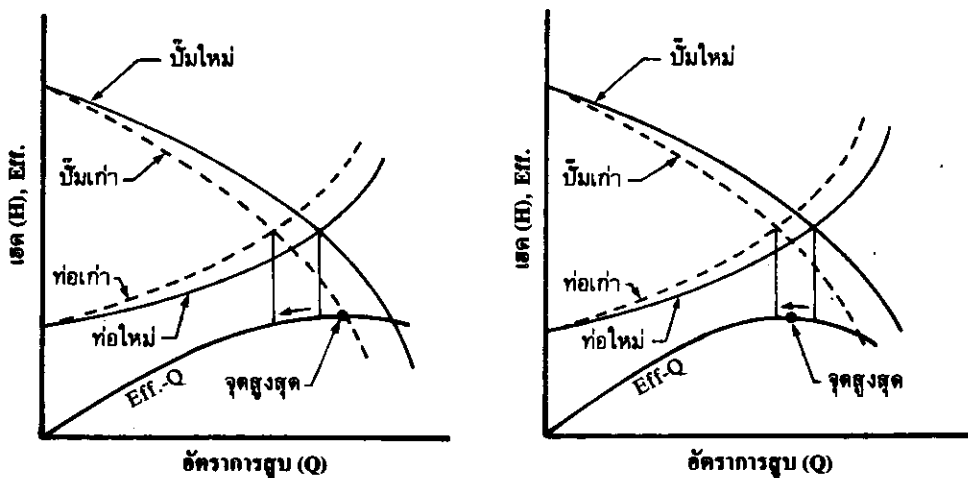
3. เลือกปั๊มที่ให้ประสิทธิภาพที่จุดทำงาน (Working Point) สูง คุณภาพของปั๊มก็มีหลายระดับเช่นเดียวกับสินค้าอื่น ๆ ปั๊มที่มีราคาถูกอาจจะให้ประสิทธิภาพสู้ปั๊มราคาแพงไม่ได้ ถ้าเป็นปั๊มขนาดใหญ่ความแตกต่างของประสิทธิภาพการทำงานเพียง 2 หรือ 3 เปอร์เซ็นต์อาจจะมีผลต่อค่าพลังงานที่ใช้มาก

4. จุดที่กราฟเฮดของระบบตัดกับกราฟ H-Q หรือจุดที่ปั๊มทำงานควรจะอยู่ใกล้และถัดไปทางขวามือของจุดที่มีประสิทธิภาพสูงสุดของปั๊มนั้น การที่ไม่เลือกปั๊มที่มีจุดที่ทำงานอยู่ทางซ้ายมือของจุดที่มีประสิทธิภาพสูงสุดก็เพราะว่า เมื่อใช้งานไปนาน ๆ การสึกหรอของปั๊มและการเพิ่มความฝืดของท่อจะทำให้จุดที่ปั๊มทำงานอยู่ต่ำลงและจะเลื่อนไปทางซ้ายมือ ดังรูปที่ 6.10 การเลือกจุดที่ปั๊มทำงานอยู่ทางขวามือจะไม่ทำให้ประสิทธิภาพการทำงานของปั๊มลดลงเร็วเหมือนกับเลือกจุดทางซ้ายมือ

5. ปั๊มที่มี $NPSH_r$ น้อยจะมีปัญหาในการออกแบบติดตั้งน้อย ไม่เลือกปั๊มที่มี $NPSH_r$ มากจนไม่สามารถจัดให้ได้โดยการออกแบบติดตั้ง

6. ในกรณีที่ต้องให้ปั๊มทำงานร่วมกันแบบขนาน ควรจะเลือกปั๊มชนิดเดียวกันทำงานร่วมกัน ไม่ใช้ปั๊มที่มีกราฟ H-Q แบบและไม่มั่นคง (Unstable)

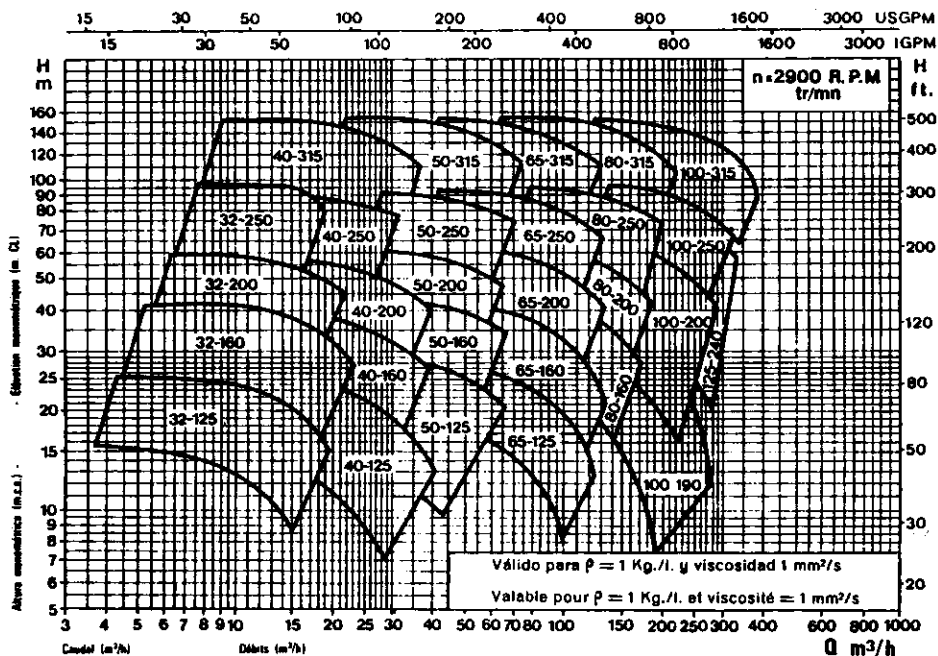
โดยทั่ว ๆ ไปแล้วเมื่อใช้ปั๊มไปนาน ๆ เฮดของระบบจะสูงขึ้นเนื่องจากท่อส่งน้ำมีอายุการใช้งานนานขึ้น นอกจากนั้นอาจจะมีสาเหตุมาจากระดับน้ำทางด้านท่อลดลงเนื่องจากมีการใช้น้ำกันมากขึ้น ถ้าคาดว่าจะเกิดปัญหาเหล่านี้ก็ควรจะเลือกใช้ปั๊มที่มีกราฟ H-Q ชัน เพราะว่าการเปลี่ยนแปลงเฮดจะไม่ทำให้อัตราการสูบน้ำของปั๊มที่มีกราฟ H-Q ชันเปลี่ยนแปลงไปมากเหมือนปั๊มที่มีเส้นกราฟแบน



รูปที่ 6.10 เปรียบเทียบประสิทธิภาพการทำงานของปั๊มและวาล์วเมื่อจุดที่ปั๊มทำงานอยู่ทาง ด้านซ้ายและขวามือของจุดที่มีประสิทธิภาพสูงสุด

ตัวอย่างที่ 6.4

ต้องการสูบน้ำด้วยอัตรา 100 ลบ.เมตร/ ชั่วโมงที่เขต 45 เมตร จงเลือกโมเดลของปั๊มจาก Composite Rating Chart ซึ่งแสดงอยู่บนหน้าปกของแคตตาล็อกปั๊มดังแสดงในรูปข้างล่าง และให้บอกรายละเอียดของปั๊มที่เลือกจากชาร์ทนี้ให้



วิธีทำ

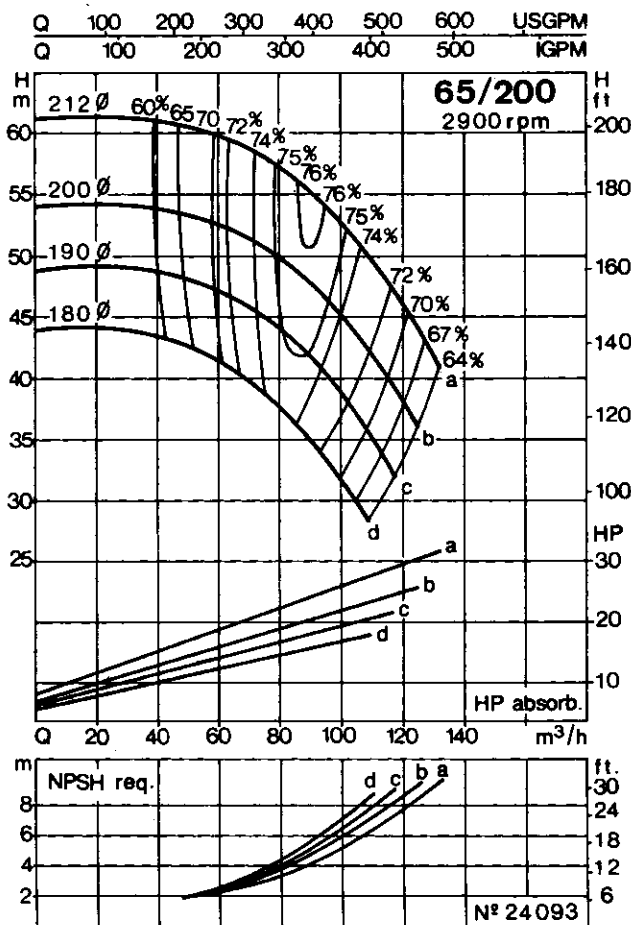
รายละเอียดของปั๊มซึ่งได้จากการอ่านชาร์ทข้างบนสำหรับอัตราการสูบ 100 ลบ.เมตร/ ชั่วโมง และ
 เฮด 45 เมตร คือ

1. ปั๊มที่จะใช้งานนี้ได้เหมาะสมคือ โมเดล 65 - 200 ในที่นี้ 65 หมายถึงขนาดหน้าจานของท่อ
 ส่งเป็นมิลลิเมตร และ 200 เป็นขนาดมาตรฐานของใบพัดคือ 200 มิลลิเมตร
2. รอบความเร็วของใบพัดที่ใช้ในชาร์ทดังแสดงไว้ในกรอบด้านบนขวามือคือ 2900 รอบต่อนาที
 (2900 RPM)

ตัวอย่างที่ 6.5

จงให้รายละเอียดที่จำเป็นต้องใช้งานจาก Performance Curves ของปั๊มที่เลือกไว้ในตัวอย่างที่ 6.4
 คือโมเดล 65 - 200 ดังแสดงในรูปที่ให้

2.900 r.p.m. 50 Hz



วิธีทำ

จาก Performance Curve สำหรับปั๊มโมเดล 65/ 200 ที่แสดงข้างต้น เราสามารถบอกรายละเอียดเกี่ยวกับปั๊มดังกล่าวได้ดังนี้

1. ปั๊มโมเดลนี้ใช้ใบพัดขนาด 200 มม. เป็นขนาดมาตรฐาน แต่สามารถใช้ได้กับใบพัดขนาดตั้งแต่ 180 ถึง 212 มิลลิเมตร

2. สำหรับอัตราการสูบและเฮดที่ต้องการ คือ 100 ลบ.เมตรต่อชั่วโมง และเฮด 45 เมตร ขนาดใบพัดที่เหมาะสม คือ 200 มิลลิเมตรและประสิทธิภาพของปั๊มที่ได้คือ 74%

3. ที่อัตราการสูบและเฮดที่กำหนด และขนาดของใบพัดที่ใช้ แรงม้าที่ต้องการจะเท่ากับ 22 แรงม้า และ $NPSH_r$ เท่ากับ 6 เมตร

แรงม้าที่ต้องการอาจจะคำนวณได้จาก

$$\begin{aligned} Bhp &= \frac{Q.H}{273.Eff} \\ &= \frac{100 \times 45}{273 \times 0.74} = 22.3 \text{ แรงม้า} \end{aligned}$$

อย่างไรก็ตามขนาดของมอเตอร์ที่จะใช้ได้กับปั๊มนี้คือ 25 แรงม้า

ตัวอย่างที่ 6.6

งานสูบน้ำโครงการหนึ่งต้องการอัตราการสูบ 220 ลูกบาศก์เมตรต่อชั่วโมง ที่เฮดเท่ากับ 45.0 เมตร และจากการออกแบบติดตั้งปรากฏว่า $NPSH_a$ เท่ากับ 6.0 เมตร วิศวกรผู้ออกแบบจึงได้ทำการเลือกปั๊มมา 3 แบบดังตารางเปรียบเทียบที่กำหนดให้ จงพิจารณาเลือกปั๊มสำหรับโครงการนี้ ถ้าสมมุติว่าค่ากระแสไฟฟ้าเป็น (kW-h) ละ 3.00 บาท และปั๊มใช้งานปีละ 3500 ชั่วโมง

บริษัทผู้ผลิต	A	B	C
โมเดลของปั๊ม	100 x 125 x 200	125 x 150 x 240	100 x 125 x 250
จำนวนชั้น (Stage)	1	1	1
รอบความเร็ว (rpm)	2900	2900	2900
ประสิทธิภาพ (%)	74	76	69
แรงม้าที่ต้องการ	49.0	47.7	52.5
$NPSH_r$ (เมตร)	5.00	2.75	4.00
ขนาดของใบพัด (มม.)	200	210	216
ราคารวมมอเตอร์ (บาท)	85,000	95,000	75,000

วิธีทำ

สมมุติว่าคุณสมบัติอย่างอื่นของปั๊มอยู่ในเกณฑ์ที่ยอมรับได้ ดังนั้นสิ่งที่จะต้องนำมาเปรียบเทียบกัน

ก็คือ ค่าลงทุนครั้งแรกและค่าใช้จ่ายในการใช้งาน

ก. ถ้าพิจารณาเพียงค่าลงทุนครั้งแรกเพียงอย่างเดียวปั๊ม C จะให้ราคาถูกที่สุดเมื่อซื้อ แต่อาจจะไม่ใช่ปั๊มที่ประหยัดที่สุด

ข. เมื่อคิดค่าใช้จ่ายในการใช้งานเป็นค่ากระแสไฟฟ้า

$$\text{กิโลวัตต์} = 0.746 \times \text{แรงม้าที่ต้องการ (Bhp)}$$

$$\text{ค่ากระแสไฟฟ้า} = \text{กิโลวัตต์} \times \text{ชั่วโมงใช้งาน} \times \text{ค่ากระแสไฟฟ้าต่อหน่วย}$$

ดังนั้นค่ากระแสไฟฟ้าต่อปีของปั๊มแต่ละเครื่องจะได้ดังนี้

$$\text{ปั๊ม A} = 0.746 \times 49.0 \times 3500 \times 3.00$$

$$= 383,817 \text{ บาท}$$

$$\text{ปั๊ม B} = 0.746 \times 47.7 \times 3500 \times 3.00$$

$$= 373,634 \text{ บาท}$$

$$\text{ปั๊ม C} = 0.746 \times 52.5 \times 3500 \times 3.00$$

$$= 411,233 \text{ บาท}$$

เมื่อเปรียบเทียบค่าปั๊มและมอเตอร์รวมค่ากระแสไฟฟ้าในปีแรกจะได้ดังนี้

	ปั๊ม A	ปั๊ม B	ปั๊ม C
ค่าปั๊มและมอเตอร์ (บาท)	85,000	95,000	75,000
ค่ากระแสไฟฟ้าต่อปี (บาท)	<u>383,817</u>	<u>373,634</u>	<u>411,233</u>
รวม (บาท)	<u>468,817</u>	<u>468,634</u>	<u>486,233</u>

จากตัวเลขที่แสดงให้เห็นข้างบนปั๊มที่ควรที่จะเลือกใช้คือปั๊ม B เพราะว่าถึงแม้จะมีราคาแพงกว่าปั๊มที่ถูกที่สุดถึง 20,000 บาท แต่จะประหยัดพลังงานกว่ามากโดยสามารถคืนต้นทุนที่แพงกว่าได้ภายในระยะเวลาเพียงปีเดียว

ตัวอย่างที่ 6.7

จากตัวอย่างที่ 6.6 ถ้าปั๊มมีการใช้งานเพียงปีละ 1000 ชั่วโมง และค่ากระแสไฟฟ้าชนิดละ 1.00 บาท จะเลือกใช้ปั๊มเครื่องใด

วิธีทำ

คำนวณค่ากระแสไฟฟ้าต่อปีของปั๊มแต่ละเครื่องดังนี้

$$\text{ปั๊ม A} = 0.746 \times 49.0 \times 1000 \times 1.00$$

$$= 36,554 \text{ บาท}$$

$$\text{ปั๊ม B} = 0.746 \times 47.7 \times 1000 \times 1.00$$

$$= 35,584 \text{ บาท}$$

$$\begin{aligned}\text{ปั๊ม C} &= 0.746 \times 52.5 \times 1000 \times 1.00 \\ &= 39,165 \text{ บาท}\end{aligned}$$

เมื่อเปรียบเทียบราคาปั๊มและมอเตอร์และค่ากระแสไฟฟ้า โดยกำหนดให้ราคาต่ำสุดเท่ากับศูนย์และคิดเฉพาะส่วนที่เพิ่มขึ้นจากค่าใช้จ่ายต่ำสุดของปั๊ม B จะได้ดังนี้

	ปั๊ม A	ปั๊ม B	ปั๊ม C
ค่าปั๊มและมอเตอร์ที่สูงกว่าราคาต่ำสุด	10,000	20,000	0
ค่ากระแสไฟฟ้าต่อปีที่สูงกว่าราคาต่ำสุด	970	—	3,581
ค่าใช้จ่ายที่เพิ่มขึ้นเมื่อสิ้นสุดปีที่ 1	10,970	20,000	3,581
ค่าใช้จ่ายที่เพิ่มขึ้นเมื่อสิ้นสุดปีที่ 3	12,910	20,000	10,743
ค่าใช้จ่ายที่เพิ่มขึ้นเมื่อสิ้นสุดปีที่ 4	13,880	20,000	14,324
ค่าใช้จ่ายที่เพิ่มขึ้นเมื่อสิ้นสุดปีที่ 5	14,850	20,000	17,907
ค่าใช้จ่ายที่เพิ่มขึ้นเมื่อสิ้นสุดปีที่ 6	15,820	20,000	21,486
ค่าใช้จ่ายที่เพิ่มขึ้นเมื่อสิ้นสุดปีที่ 10	19,700	20,000	35,810
ค่าใช้จ่ายที่เพิ่มขึ้นเมื่อสิ้นสุดปีที่ 11	20,670	20,000	39,391

จากการเปรียบเทียบค่าใช้จ่ายอย่างคร่าว ๆ โดยมีได้คิดดอกเบี้ยข้างต้นจะเห็นได้ว่า

1. ถ้าอายุของโครงการไม่เกินประมาณ 8 ปี ปั๊ม C จะถูกที่สุด
2. ถ้าอายุโครงการเกิน 8 ปี แต่ไม่เกิน 10 ปี ปั๊ม A จะถูกที่สุด
3. ถ้าอายุของโครงการเกิน 10 ปี ปั๊ม B จะประหยัดที่สุด

อย่างไรก็ตาม ทั้งหมดนี้เป็นการพิจารณาเพียงคร่าว ๆ เท่านั้น ถ้ามีการคิดดอกเบี้ยและค่าใช้จ่ายในการซ่อมแซมบำรุงรักษาจะทำให้ได้ค่าตัวเลขอายุโครงการแตกต่างจากที่คำนวณได้ข้างต้นเล็กน้อย

ตัวอย่างที่ 6.8

จากตัวอย่างที่ 6.7 คือปั๊มใช้งานปีละ 1000 ชั่วโมงและค่ากระแสไฟฟ้าชนิดละ 1.00 บาท อายุของโครงการ 5 ปี แต่จากการออกแบบติดตั้งได้ $NPSH_R$ เพียง 3.50 เมตร ท่านจะเลือกใช้ปั๊มเครื่องใด

วิธีทำ

จากตัวเลขในตัวอย่างที่ 6.4 และ 6.5 มีดังนี้

	ปั๊ม A	ปั๊ม B	ปั๊ม C
$NPSH_R$ (ตารางของตัวอย่างที่ 6.3)-ม	5.00	2.75	4.00
ค่าใช้จ่ายที่เพิ่มขึ้นเมื่อสิ้นสุดปีที่ 5 - บาท	14,850	20,000	17,907

จากตัวเลขที่แสดงข้างต้นจะเห็นได้ว่าค่า $NPSH_R$ เท่ากับ 3.50 เมตรนั้นเพียงพอสำหรับปั๊ม B เพียงเครื่องเดียว เว้นแต่จะได้มีการเปลี่ยนแปลงการออกแบบติดตั้งปั๊ม C ให้ได้ $NPSH_R$ อย่างน้อยเท่ากับ 4.00 เมตร แต่ค่าใช้จ่ายในการเปลี่ยนแปลงดังกล่าวจะต้องไม่เกิน 20,000-17,907 หรือ 2,093 บาท หรือถ้าจะเลือก

ปั๊ม A จะต้องแก้ไขให้ $NPSH_a$ ได้อย่างน้อย 5.00 เมตร โดยมีค่าใช้จ่ายไม่เกิน 20,000-14,850 หรือ 5,150 บาท แต่ในกรณีนี้ปั๊ม B น่าจะเป็นปั๊มที่เหมาะสมมากที่สุดเพราะ $NPSH_r$ 2.75 เมตรนั้นน้อยกว่า $NPSH_a$ 3.50 เมตร

การเลือกต้นกำลัง

ต้นกำลังที่นิยมใช้ขับเคลื่อนปั๊มมีอยู่สองชนิด คือ มอเตอร์ และเครื่องยนต์ การที่จะเลือกใช้ชนิดใดนั้นขึ้นอยู่กับสถานที่ที่จะติดตั้ง ค่าใช้จ่ายต่าง ๆ แหล่งพลังงานที่มีอยู่ ตลอดจนลักษณะความต้องการใช้งานของปั๊ม

หัวข้อที่จะต้องพิจารณาในการเลือกต้นกำลังสำหรับปั๊มมีดังนี้ คือ

1. ลักษณะการใช้งาน เป็นการติดตั้งอยู่กับที่หรือต้องมีการเคลื่อนย้าย
2. จำนวนแรงม้าที่ต้องการ และชั่วโมงการทำงานของปั๊มตลอดปี
3. ราคาค่ากระแสไฟฟ้ารวมค่าขอดีคั้งครั้งแรก ราคาของน้ำมันเชื้อเพลิงและหล่อลื่น
4. ราคาของเครื่องยนต์และมอเตอร์ ค่าเสื่อมราคา และค่าใช้จ่ายในการซ่อมบำรุงประจำปี
5. จำนวนเฟส (Phase) ของไฟฟ้าที่มีอยู่ในบริเวณนั้น เนื่องจากมอเตอร์ที่มีแรงม้าเกิน 10 แรงต้องใช้ไฟ 3 เฟส ดังนั้นจะต้องทราบด้วยว่ามีไฟ 3 เฟสในบริเวณที่ต้องการติดตั้งหรือไม่
6. ต้องมีการเปลี่ยนแปลงความเร็วของปั๊มเพื่อลดหรือเพิ่มอัตราการสูบหรือเสดหรือไม่ ถ้ามีก็จำเป็นต้องใช้เครื่องยนต์เพราะมอเตอร์โดยทั่ว ๆ ไปมีความเร็วคงที่
7. ความเชื่อถือได้ของกระแสไฟฟ้า มีความขัดข้องในการใช้ไฟเนื่องจากไฟตกหรือไม่มีกระแสไฟบ่อย ๆ หรือไม่ ระยะเวลาสูงสุดที่ยอมให้ปั๊มหยุดทำงานเนื่องจากกระแสไฟฟ้าขัดข้อง หรือหยุดเดินเครื่องเพื่อซ่อมบำรุงเครื่องยนต์
8. โครงการขยายงานหรือการใช้ปั๊มในอนาคต

ในกรณีที่สภาพการติดตั้งและองค์ประกอบอื่น ๆ ทำให้สามารถใช้ได้ทั้งเครื่องยนต์และมอเตอร์ การตัดสินใจเลือกใช้แบบใดก็จำเป็นต้องพิจารณาจากค่าลงทุนครั้งแรกและค่าใช้จ่ายประจำปีว่าอย่างใดจะถูกกว่ากัน

คุณสมบัติเฉพาะของมอเตอร์และเครื่องยนต์มีดังนี้ คือ

ก. มอเตอร์ เป็นต้นกำลังที่มีอายุการใช้งานคงทนและไม่ต้องการบำรุงรักษามากเหมือนเครื่องยนต์ มอเตอร์ที่มีอุปกรณ์นิรภัยติดตั้งในสภาพแวดล้อมที่เหมาะสม และมีการใช้งานและบำรุงรักษาในระดับปกติ อาจมีอายุใช้งานได้นาน 20 ถึง 30 ปี มอเตอร์ควรจะติดตั้งอยู่ในที่แห้งไม่ตากแดดตากฝน และอยู่ในที่ที่มีอากาศถ่ายเทได้ดี มีอุปกรณ์ตัดไฟเมื่อไฟตก ทำงานเกินกำลัง (Overloading) หรือร้อนเกินไป

โดยปกติแล้วมอเตอร์เป็นต้นกำลังที่สะดวกต่อการใช้ มีอายุใช้งานยาวนานและกำลังไม่ตกเมื่อใช้งานไปนาน ๆ ค่าบำรุงรักษาถูกและเชื่อถือได้ แต่ทั้งนี้จำเป็นต้องมีกระแสไฟที่เชื่อถือได้ในแต่ละสายด้วยเช่นกัน เพื่อป้องกันไม่ให้มอเตอร์ต้องทำงานเกินกำลังเมื่อเริ่มทำงานแต่ละครั้งโดยเฉพาะอย่างยิ่งเมื่อทอส่ง

แห้ง จะต้องมีการสูบน้ำอยู่ทางด้านท่อส่งเพื่อควบคุมอัตราการสูบให้ไหลเข้าไปที่ละน้อยจนเต็มท่อนก่อนแล้วจึงค่อย ๆ เปิดจนสุด ทั้งนี้เนื่องจากว่าในขณะที่ท่อไม่มีน้ำการสูญเสียพลังงานในการไหลในท่อจะต่ำมาก ทำให้อัตราการสูบสูงผิดปกติ (จุดที่ปั๊มทำงานเลื่อนไปทางขวามือจากจุดที่ปั๊มทำงานปกติบนกราฟ H-Q มาก) จึงทำให้เกิดการทำงานเกินกำลังขึ้น

มอเตอร์ที่ใช้กับปั๊มโดยทั่ว ๆ ไปจะเป็นแบบ 50 Hz, 220-440 V, 3 Phase, Squirrel-cage induction motor รอบการหมุนเมื่อทำงานเต็มที่จะมีความเร็วคงที่คือ 725, 960, 1450 และ 2900 รอบต่อนาที ความเร็วที่ช้าที่สุดคือ 1450 รอบต่อนาที มอเตอร์ที่ใช้ไฟเฟสเดียวจะมีแรงม้าไม่เกิน 10 แรง

ประสิทธิภาพการทำงานของมอเตอร์จะสูงมากเมื่อเทียบกับเครื่องยนต์ มอเตอร์ที่ใช้ไฟ 3 เฟสจะให้ประสิทธิภาพสูงกว่ามอเตอร์ใช้ไฟเฟสเดียว โดยปกติมอเตอร์ที่มีแรงม้าตั้งแต่ 30 แรงขึ้นไปจะให้ประสิทธิภาพในการทำงานไม่ต่ำกว่า 90 เปอร์เซ็นต์ ขนาดมาตรฐานของมอเตอร์ที่ใช้ไฟ 3 เฟสมี 2, 3, 5, 7.5, 10, 15, 20, 25, 30, 40, 50, 60, 75, 100, 125, 150, 175, 200, 225, 250 และ 300 แรงม้า หรือมากกว่า

เมื่อเลือกใช้มอเตอร์ จำเป็นจะต้องมีอุปกรณ์นิรภัยสำหรับป้องกันความเสียหายที่จะเกิดขึ้นแก่มอเตอร์ และอุปกรณ์สำหรับกระตุ่น (Starter) ให้มอเตอร์ทำงานด้วยโดยเฉพาะอย่างยิ่งมอเตอร์ขนาดใหญ่ อุปกรณ์เหล่านี้อาจจะขอรายละเอียดได้จากบริษัทผู้ผลิตหรือจำหน่ายมอเตอร์

ข. เครื่องยนต์ การเลือกใช้เครื่องยนต์ที่เหมาะสมกับปั๊มจะช่วยให้ได้เครื่องสูบน้ำที่มีความคล่องตัวสูง สามารถลดหรือเพิ่มอัตราการสูบและหยุดได้อย่างกว้างขวางกว่าการใช้มอเตอร์

เครื่องยนต์ที่ใช้กับปั๊มโดยทั่ว ๆ ไปมี 2 แบบคือ แบบจุดระเบิดภายในเสื้อสูบด้วยหัวเทียน (Spark Ignition) และแบบจุดระเบิดโดยอาศัยแรงอัด (Compression Ignition) หรือเครื่องยนต์ดีเซล ในแต่ละแบบที่กล่าวข้างต้นนี้อาจแบ่งต่อออกไปได้เป็น 4 จังหวะหรือ 2 จังหวะ ระบายความร้อนด้วยอากาศหรือระบายความร้อนด้วยน้ำ ฯลฯ ราคาของเครื่องยนต์ดีเซลจะแพงกว่าเครื่องยนต์ที่จุดระเบิดด้วยหัวเทียน แต่ราคาของน้ำมันเชื้อเพลิงจะถูกกว่า

แรงม้าของเครื่องยนต์ขึ้นอยู่กับรอบการหมุน แรงม้าที่แท้จริงเมื่อหมุนที่อัตราความเร็วขนาดต่าง ๆ อาจจะได้จากการทดสอบการทำงานที่บริษัทผู้ผลิตทำการทดสอบ แรงม้าที่ได้เป็นการทดสอบเครื่องยนต์ที่ยังมีอุปกรณ์ไม่ครบถ้วน เช่นยังไม่มีพัดลมระบายอากาศ ไม่มีไคนาโม ไม่มีไส้กรองอากาศ เป็นต้น เมื่อมีอุปกรณ์ครบถ้วนแล้วแรงม้าของเครื่องยนต์จะลดลงไปอีกประมาณ 10 เปอร์เซ็นต์ของค่าที่ทดสอบได้ และเมื่อเครื่องยนต์ต้องทำงานติดต่อกันตลอดเวลา (Continuous Loading) เช่นในกรณีที่ใช้กับปั๊ม แรงม้าจะลดลงไปอีก 15 ถึง 20 เปอร์เซ็นต์ กล่าวคือ เมื่อใช้งานติดต่อกันตลอดเวลาแรงม้าที่ได้จากเครื่องยนต์จะมีเพียง 70 ถึง 80 เปอร์เซ็นต์ของค่าที่วัดได้ในห้องทดลองเท่านั้น นอกจากนั้นความกดดันของบรรยากาศและอุณหภูมิจะมีผลต่อแรงม้าที่เครื่องยนต์จะให้ได้ด้วย

กฎเกณฑ์ทั่ว ๆ ไปที่ใช้ปรับแก้แรงม้าที่ได้จากเครื่องยนต์เนื่องจากความสูงของพื้นที่และอุณหภูมิของบรรยากาศ คือ

1. ลดแรงม้าที่บอกลง 1 เปอร์เซ็นต์สำหรับความสูงของพื้นที่จากระดับน้ำทะเลทุก 100 เมตร

2. ลดแรงม้าที่บอลลง 1 เปอร์เซ็นต์สำหรับทุกอุณหภูมิ 5°C ที่สูงกว่า 15°C

เครื่องยนต์จะทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพเมื่อใช้งานที่ต้องการแรงม้าเท่า ๆ กันหรือใกล้เคียงกับแรงม้าของเครื่องยนต์ การใช้กับงานที่เบากว่าจะเป็นการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิง หรือถ้าต้องเร่งเครื่องเต็มที่ตลอดเวลาจะทำให้เครื่องสึกหรอเร็วและไม่ประหยัด

ท่อดูดและอุปกรณ์

ถ้าจะเปรียบเทียบกันแล้วท่อดูด (Suction Pipe) มีความสำคัญต่อการทำงานของปั๊มมากกว่าท่อส่ง ทั้งนี้เพราะว่าน้ำจะต้องไหลจากท่อดูดเข้าไปสู่อุปกรณ์ ปัญหาต่าง ๆ ที่เกิดขึ้นทางท่อดูด เป็นต้นว่าขนาดเล็กเกินไป มีรอยรั่วตามข้อต่อ หรือปัญหาอื่น ๆ ต่างก็จะมีผลไปถึงประสิทธิภาพการทำงานของปั๊มทั้งสิ้น ในการออกแบบระบบสูบน้ำ สิ่งที่จะต้องพิจารณาทางด้านดูดของปั๊มก็มีลักษณะและขนาดของท่อ อุปกรณ์ที่ปลายท่อ และการติดตั้งท่อดูดและอุปกรณ์

ก. ลักษณะและขนาดของท่อดูด

กฎเกณฑ์โดยทั่ว ๆ ไปสำหรับกำหนดลักษณะและขนาดของท่อดูดมีดังนี้ คือ

1. จะต้องเป็นท่อแข็ง หรือพลาสติกที่มีการเสริมกำลังหรือแข็งแรงพอที่จะไม่แบนติบเนื่องจากความกดดันของบรรยากาศในขณะที่ปั๊มกำลังทำงาน

2. จะต้องมิขนาด ไม่เล็กกว่าขนาดหน้างานทางด้านดูดของปั๊ม และถ้าหากเป็นไปได้ควรจะมีขนาดโตกว่า 2 ขนาดมาตรฐาน เช่น ขนาดท่อมาตรฐาน 100, 125, 150, 200 และ 250 มิลลิเมตร ถ้าขนาดหน้างานทางดูดของปั๊มเท่ากับ 100 มม. ก็ควรจะใช้ท่อดูดขนาด 150 มม. หรือโตกว่าเป็นต้น ไม่ใช้ท่อดูดที่มีขนาดเล็กกว่าขนาดของหน้างานทางดูดของปั๊มอย่างเด็ดขาด

ในกรณีที่ใช้ท่อดูดโตกว่าหน้างานทางดูด ข้อลด (Reducer) ที่ใช้เชื่อมต่อต้องเป็นข้อลดแบบคางหมู (Eccentric Reducer) เพื่อป้องกันไม่ให้เกิดโพรงอากาศในบริเวณที่มีการลดขนาดนั้น

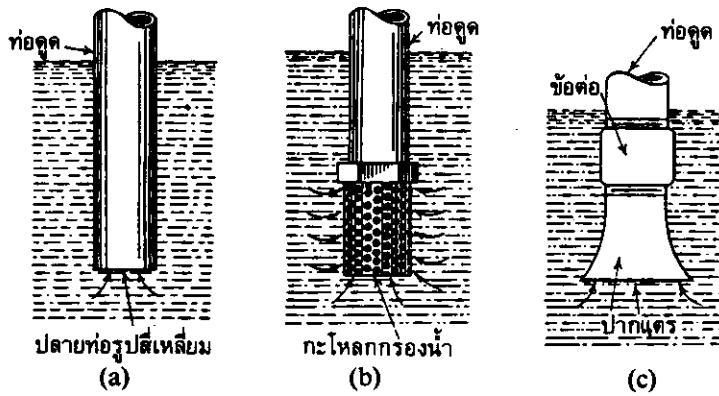
3. ความเร็วของการไหลในท่อดูดจะต้อง ไม่สูงเกินกว่าที่กำหนดไว้ในรูปที่ 6.1 เช่น ท่อดูดที่มีขนาด 250 มม. (10 นิ้ว) ความเร็วของน้ำในท่อจะต้องไม่เกินประมาณ 0.90 เมตรต่อวินาที (3 ฟุตต่อวินาที) หรือถ้าจะใช้ท่อดูดขนาด 250 มม. อัตราการสูบจะต้องไม่เกินประมาณ 45 ลิตรต่อวินาทีเป็นต้น

4. การเปลี่ยนทิศทางของท่อดูดควรจะใช้อุปกรณ์ที่มีรัศมีความโค้งโต และการต่ออุปกรณ์ท่อต่าง ๆ จะต้องแน่นสนิท อากาศจากภายนอกซึ่งมีความดันประมาณ 1 บรรยากาศไม่สามารถผ่านเข้าไปได้

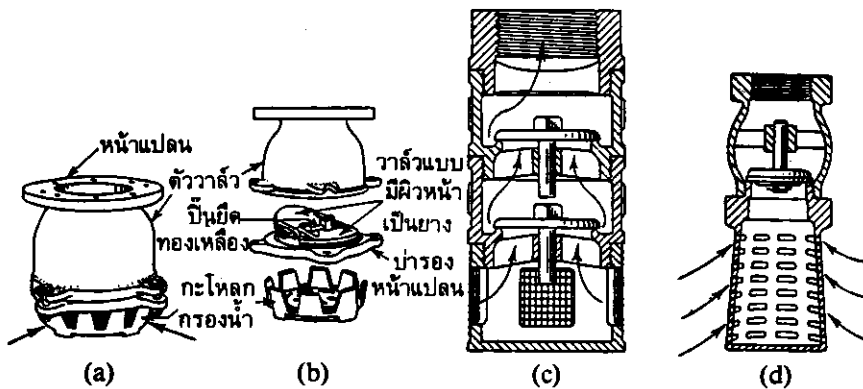
ข. อุปกรณ์ที่ปลายท่อดูด

อุปกรณ์ที่ปลายท่อดูดนั้นมีไว้เพื่อวัตถุประสงค์อย่างใดอย่างหนึ่งหรือหลายอย่างรวมกัน คือ

1. เพื่อช่วยให้ของเหลวไหลเข้าไปในท่อดูดอย่างสม่ำเสมอ มีการสูญเสียพลังงานน้อย อุปกรณ์



รูปที่ 6.11 ปลายนท่อดูดและอุปกรณ์ (a) ไม่มีอุปกรณ์ใช้งานชั่วคราว (b) กะโหลกกรองน้ำซึ่งมีฟิวต์วางภายใน (c) ปากแตรช่วยให้การไหลเข้าที่อดีขึ้น



รูปที่ 6.12 ลักษณะของกะโหลกกรองน้ำพร้อมฟิวต์วาง (a) เมื่อประกอบเสร็จเรียบร้อยแล้ว (b) ชิ้นส่วนภายในของรูป (a) (c) กะโหลกกรองน้ำซึ่งมีฟิวต์วางภายใน 2 ชุด (d) กะโหลกกรองน้ำที่มีฟิวต์วางอีกแบบหนึ่งซึ่งเรียกว่า Poppet Valve

ที่ทำหน้าที่เช่นที่กล่าวนี้คือปากแตร (Belled-type Intake)

2. เพื่อป้องกันไม่ให้สิ่งแปลกปลอมไหลปนกับน้ำเข้าไปในท่อดูด ซึ่งอาจจะเข้าไปอุดตันในปั๊มได้ อุปกรณ์ที่ทำหน้าที่ดังกล่าวคือ กะโหลกกรองน้ำ (Strainer)

3. เพื่อป้องกันไม่ให้น้ำในท่อดูดและในเรือนปั๊มรั่วออกไปเมื่อปั๊มหยุดทำงานเพื่อจะได้ไม่ต้องเติมน้ำใหม่ทุกครั้งที่เริ่มต้นสูบน้ำใหม่ อุปกรณ์ที่ทำหน้าที่ดังกล่าวคือฟิวต์วาง (Foot Valve)

อุปกรณ์ที่ปลายนท่อดูดทั้งสามอย่างอาจจะประกอบรวมมาเป็นชุดหรือเป็นชิ้น ๆ แบบใดแบบหนึ่งก็ได้ดังรูปที่ 6.11 และ 6.12

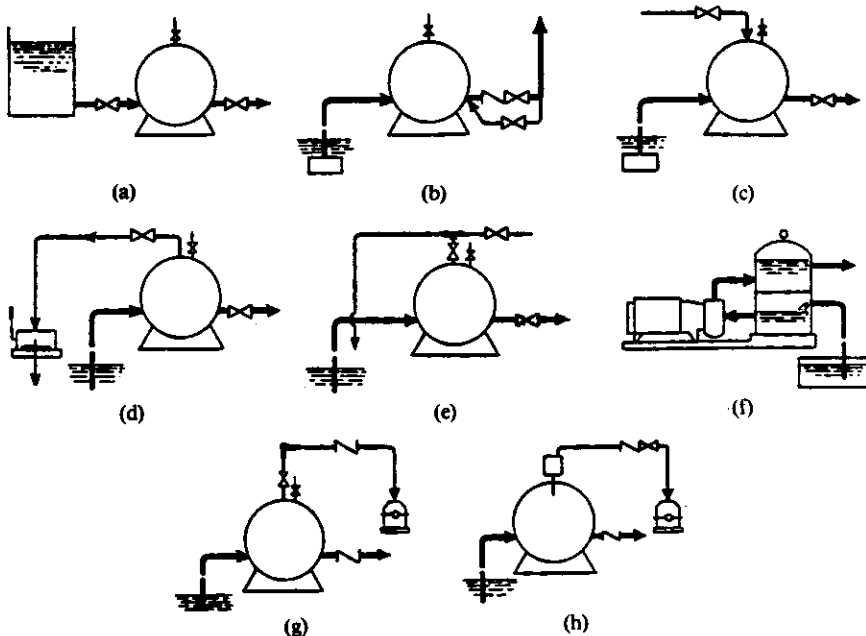
รูปที่ 6.11 a เป็นปลายนท่อดูดที่ไม่มีอุปกรณ์อะไรเลย ไม่เหมาะที่จะใช้ในลักษณะนี้เป็นการถาวร

เพราะว่าจะมีการสูญเสียพลังงานในการไหลเข้าที่สูงมาก ควรจะมีกะโหลกกรองน้ำพร้อมฟิวส์ลวดงัดเช่นในรูป 6.11 b หรือ 6.12 เพื่อป้องกันมิให้มีสิ่งแปลกปลอมเข้าไปในท่อดูดซึ่งอาจจะไปอุดตันในใบพัดได้ นอกจากนี้ฟิวส์ลวดจะช่วยเก็บรักษาน้ำไว้จะได้ไม่ต้องเติมน้ำใหม่ทุกครั้งที่เดินเครื่องใหม่ ปากแตรในรูป 6.11 c อาจจะมีฟิวส์ลวดอยู่ภายในด้วยหรือไม่ก็ได้ อุปกรณ์ชิ้นนี้จะช่วยลดการสูญเสียพลังงานที่ปลายท่อดูดลงได้มาก นอกจากนั้นปากแตรยังช่วยลดโอกาสที่จะเกิดวังน้ำวน (Vortex) ซึ่งทำให้อากาศเข้าไปในท่อดูด ทำให้เสียการเป็นสูญญากาศในห้องสูบและสูบน้ำไม่ขึ้น และอาจเป็นสาเหตุให้ปั๊มชำรุดได้เพราะไม่มีน้ำเป็นตัวถ่ายเทความร้อน

การล่อน้ำ (Priming)

เนื่องจากปั๊มแบบเซนตริฟูกอลสูบน้ำได้โดยอาศัยแรงเหวี่ยงของของเหลวในใบพัดทำให้ความดันภายในห้องสูบต่ำกว่าความดันของบรรยากาศ ดังนั้นถ้าหากภายในห้องสูบไม่มีน้ำ ปั๊มแบบเซนตริฟูกอลก็จะไม่สามารถสูบน้ำได้ จึงต้องมีวิธีการที่จะทำให้ความดันในห้องสูบต่ำกว่าความดันของบรรยากาศเสียก่อนเพื่อให้ น้ำจากท่อดูดไหลเข้าไปในห้องสูบและใบพัด วิธีการดังกล่าวนี้เรียกว่าการล่อน้ำ (Priming)

โดยหลักการแล้วการล่อน้ำ หรือลดความดันในห้องสูบทำได้โดยการดูดอากาศหรือได้อากาศออก เมื่อความดันในห้องสูบลดลงต่ำมากพอ น้ำก็จะไหลเข้ามาเอง แต่ทั้งนี้จะต้องไม่มีการรั่วในท่อดูด



รูปที่ 6.13 แผนภาพแสดงวิธีการล่อน้ำ (Priming) แบบต่าง ๆ สำหรับปั๊มแบบเซนตริฟูกอล

การไล่อากาศออกโดยการแทนที่ด้วยน้ำในท่อดูดและในห้องสูบสามารถทำได้ง่ายถ้าหากมีฟุตวาล์วที่ปลายท่อดูด และมีแหล่งน้ำอื่นเช่นน้ำประปาหรือน้ำจากถังที่มีระดับน้ำสูงกว่าปั๊มต่อเข้ากับเรือนปั๊มโดยตรง รูปที่ 6.13 เป็นแผนภาพแสดงวิธีการสูบน้ำสำหรับปั๊มแบบเซนตริฟูกอลที่มีใช้กัน คือ

รูปที่ 6.13 (a) ระดับน้ำทางด้านดูดอยู่สูงกว่าปั๊ม ดังนั้นเมื่อเปิดประตูน้ำทางด้านท่อดูดและเปิดก๊อกระบายอากาศซึ่งอยู่ทางด้านบนของเรือนปั๊ม น้ำก็จะไหลเข้าไปในห้องสูบจนเต็ม

รูปที่ 6.13 (b) เป็นกรณีที่ปลายท่อจ่ายอยู่ใต้ระดับของของเหลวซึ่งอยู่สูงกว่าปั๊มเมื่อมีทางเปิดให้ของเหลวหรือน้ำไหลย้อนกลับมาได้ ของเหลวก็จะไหลเข้ามาแทนที่อากาศในห้องสูบได้ การสูบน้ำโดยวิธีนี้ที่ปลายท่อดูดต้องมีฟุตวาล์ว และมีท่อพร้อมประตูน้ำซึ่งเรียกว่า Bypass ต่อพร้อมเชควาล์วและประตูน้ำ (Gate Valve) ทางท่อส่ง เมื่อต้องการจะสูบน้ำก็เปิดประตูน้ำที่ท่อ Bypass และเปิดก๊อกระบายอากาศในห้องสูบ น้ำก็จะไหลเข้าเต็มห้องสูบ เมื่อปิดก๊อกและประตูน้ำที่ท่อ Bypass ก็สามารถเดินเครื่องได้ เชควาล์วบางแบบมี Bypass อยู่ในตัวซึ่งถ้าใช้แบบนี้ก็ไม่ต้องมีท่อ Bypass ข้างนอก

รูปที่ 6.13 (c) เป็นการสูบน้ำในลักษณะเดียวกันกับรูป 6.13 (b) จะผิดกันเพียงแต่น้ำที่เข้ามาไล่อากาศไม่ได้มาจากท่อส่ง แต่เป็นน้ำจากแหล่งอื่น เช่น น้ำประปา หรือน้ำที่ปั๊มสูบได้แล้วแบ่งไปเก็บไว้ในถังสูงจนเต็ม เมื่อจะเริ่มเดินเครื่องใหม่ก็เปิดน้ำนี้ลงมาไล่อากาศ เมื่อสูบได้แล้วก็คืนกลับไปจนเต็มอีกครั้ง

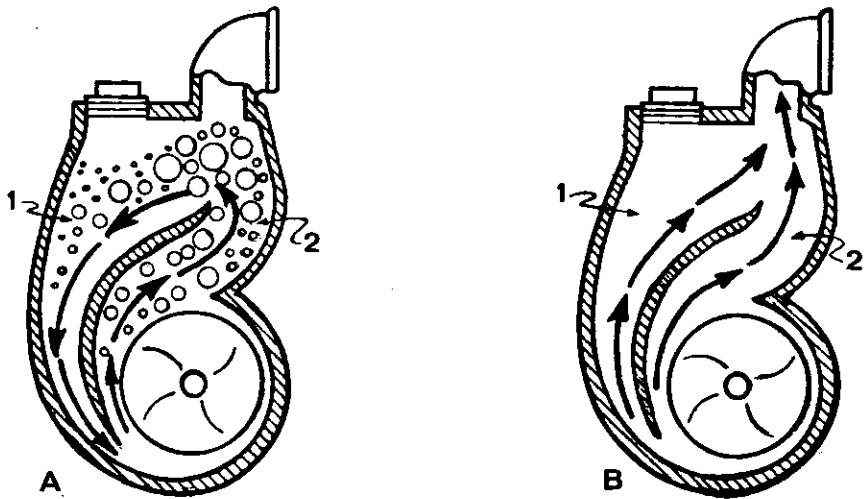
รูปที่ 6.13 (d) เป็นการดูดอากาศออกจากห้องสูบโดยตรงโดยใช้ปั๊มสูญญากาศ การสูบน้ำโดยวิธีนี้จะต้องดูดอากาศผ่านวาล์วระบายอากาศ (Air Relief Valve) ที่ควบคุมการระบายอากาศด้วยลูกลอย กล่าวคือ วาล์วระบายอากาศดังกล่าวจะปิดโดยลูกลอยเมื่ออากาศถูกสูบออกไปหมดแล้ว มิฉะนั้นน้ำจะเข้าไปในปั๊มสูญญากาศทำให้เสียหายได้ การสูบน้ำโดยวิธีดูดอากาศทุกแบบจำเป็นจะต้องมีประตูน้ำหรือเชควาล์วทางท่อส่งเพื่อป้องกันมิให้อากาศเข้ามาในห้องสูบได้ด้วย

รูปที่ 6.13 (e) เป็นการดูดอากาศออกจากห้องสูบโดยตรงเช่นเดียวกันกับรูปที่ 6.13 (d) การดูดอากาศออกใช้หลักการเดียวกันกับ Jet Pump แต่แทนที่จะใช้น้ำแรงดันสูงพุ่งผ่านช่องแคบของท่อที่มีรูปทรงเป็นคอขวด (Venturi) ก็ใช้ไอเสียจากเครื่องยนต์แทน อุปกรณ์ดูดอากาศออกจากห้องสูบนี้นี้เรียกว่า Exhaust Primer การสูบน้ำโดยวิธีนี้จะใช้ได้ก็ต่อเมื่อต้นกำลังเป็นเครื่องยนต์เท่านั้น

รูปที่ 6.13 (f) เป็นการสูบน้ำโดยใช้ถังสูบน้ำ (Priming Tank) ซึ่งมีลักษณะเป็นถังปิด 2 ห้องวางซ้อนกันอยู่ ปั๊มจะสูบน้ำผ่านห้องชั้นล่างและจ่ายออกผ่านห้องชั้นบนซึ่งจะเก็บน้ำไว้ในปริมาณที่มากพอที่จะให้ปั๊มทำงานได้เมื่อเริ่มสูบน้ำทุกครั้ง

รูปที่ 6.13 (g) เป็นการสูบน้ำโดยใช้ปั๊มสูญญากาศแบบมือโยก (Hand Primer) เมื่อสูบน้ำก็ต้องปิดประตูน้ำทางด้านจ่ายและก๊อกระบายอากาศเสียก่อน จากนั้นโยกปั๊มดูดอากาศจนกระทั่งมีน้ำไหลออกจากปั๊มดูดอากาศ ปิดวาล์วที่ท่อดูดอากาศ เดินเครื่อง แล้วจึงเปิดประตูน้ำทางด้านจ่าย

รูปที่ 6.13 (h) เป็นการสูบน้ำในลักษณะเดียวกับรูป 6.13 (g) แต่สูญญากาศได้จากท่อไอดี (Intake Manifold) ของเครื่องยนต์จุดระเบิดภายในด้วยหัวเทียนที่มีตั้งแต่ 4 สูบขึ้นไป ท่อดูดอากาศจากท่อไอดีต้อง



รูปที่ 6.14 ลักษณะของห้องสูบและการทำงานของปั๊มแบบล่อน้ำด้วยตนเอง (Self Priming)

(a) แสดงการทำงานขณะดูดอากาศออกจากท่อดูด และเมื่อทำงานเต็มที่หลังจากกำจัดอากาศออกหมดแล้ว (b)

ผ่านวาล์วระบายอากาศที่ควบคุมด้วยลูกลอยเช่นเดียวกับแบบที่ 6.13 (d)

ปั๊มเซนตริฟูกอลบางแบบสามารถล่อน้ำด้วยตนเองได้โดยมีการออกแบบห้องสูบเป็นพิเศษดังรูปที่ 6.14 ปั๊มเซนตริฟูกอลแบบนี้เรียกว่าเป็นแบบล่อน้ำด้วยตนเอง (Self Priming)

ห้องสูบของปั๊มแบบนี้จะแบ่งออกเป็น 2 ส่วน คือส่วนที่ 1 และ 2 ดังแสดงในรูปเมื่อเริ่มใช้ครั้งแรก จะต้องเติมน้ำในห้องสูบเช่นเดียวกับกับแบบอื่น ๆ แต่ไม่จำเป็นต้องไล่อากาศออกจากท่อดูดจนหมด เมื่อเดินเครื่อง ใบพัดซึ่งมีน้ำท่วมอยู่ก็จะสร้างสุญญากาศขึ้นและดูดอากาศมาจากท่อดูด อากาศที่ถูกดูดปนมากับน้ำ ก็จะถูกส่งออกไปในส่วนที่ 2 อากาศซึ่งเบากว่าก็จะลอยอยู่ส่วนบนแต่น้ำซึ่งหนักกว่าจะไหลย้อนมาเข้าส่วนที่ 1 และเข้ามาหล่อเลี้ยงใบพัดอีก ววนเวียนอยู่เช่นนี้จนกระทั่งอากาศในท่อดูดถูกไล่ออกจนหมดและปั๊มทำงานเต็มที่ ส่วนที่ 1 และ 2 ก็จะกลายเป็นที่รวมน้ำจากใบพัดส่งออกไปสู่ทางจ่ายของปั๊มเช่นเดียวกันทั้งสองช่องโดยไม่มีการไหลเวียนกลับมามาก เมื่อหยุดเดินเครื่องก็จะมีน้ำส่วนหนึ่งเหลืออยู่ในห้องสูบและพร้อมที่จะทำงานได้ทันทีโดยไม่ต้องเติมน้ำอีก

แบบฝึกหัด

1. จงหาความเร็วเฉลี่ยของการไหลในท่อดูดและท่อส่งที่ยอมให้ใช้ได้เป็นเมตรต่อวินาทีโดยใช้รูปที่ 6.1 เมื่อของเหลวเป็นน้ำและท่อมีย่าน 100, 150, 200 และ 300 มม. ตามลำดับ
2. จงหาขนาดของท่อดูดและท่อส่งต่ำสุดที่จะใช้ได้เมื่ออัตราการสูบน้ำเท่ากับ 15 ลิตร/วินาที, 50 ลิตร/วินาที 150 ลบ.เมตร/ ชั่วโมง และ 250 ลบ.เมตร/ ชั่วโมง
3. ปั๊มเครื่องหนึ่งมีขนาดหน้าจานทางท่อส่ง 125 มม. ขนาดหน้าจานทางท่อดูด 150 มม. ขนาดของใบพัด 325 มม. ($125 \times 150 \times 325$) จะใช้สูบน้ำด้วยอัตรา 250 ลบ.เมตร/ ชั่วโมงที่เฮด 32 เมตร จงหาขนาดของท่อดูดและท่อส่งต่ำสุดที่จะใช้ได้
4. จงหาขนาดท่อที่เหมาะสมในแง่เศรษฐศาสตร์อย่างคร่าว ๆ โดยใช้ชาร์ทในรูปที่ 6.3 ถ้าท่อดังกล่าวจะใช้สูบน้ำด้วยอัตรา 100, 150, 200 และ 250 ลบ.เมตร/ ชั่วโมง
5. ปั๊มเครื่องหนึ่งเมื่อใช้สูบน้ำที่ TDH เท่ากับ 35 เมตร ให้ค่าความเร็วจำเพาะเท่ากับ 2500 จงหาระยะดูดยกสูงสุด (Max. suction lift) หรือเฮดทางดูดต่ำสุด (Min. suction head) ที่จะต้องให้แก่ปั๊มเพื่อป้องกันมิให้เกิดควาิเคชันถ้าหากว่าปั๊มดังกล่าวมีใบพัดชั้นเดียว (Single Stage) และ
 - ก. ดูดน้ำด้านเดียว (Single suction)
 - ข. ดูดน้ำสองด้าน (Double suction)
6. ต้องการปั๊มเครื่องหนึ่งสูบน้ำด้วยอัตรา 120 ลบ.เมตรต่อชั่วโมงที่รอบความเร็ว 1450 รอบต่อนาที ที่ค่าดังกล่าวปั๊มจะให้เฮด 35 เมตร จงหาระยะดูดยกสูงสุดที่จะใช้ได้โดยไม่เกิดควาิเคชันถ้าปั๊มดังกล่าวเป็นแบบใบพัดเดียวและดูดน้ำด้านเดียว (Single stage, single suction)
7. ต้องการเลือกซื้อปั๊มเครื่องหนึ่งเพื่อใช้สูบน้ำด้วยอัตรา 300 ลบ.เมตรต่อชั่วโมง เฮดเท่ากับ 20 เมตร และต้นกำลังเป็นมอเตอร์ซึ่งหมุนด้วยความเร็ว 2900 รอบต่อนาที จงหาว่าควรจะใช้ปั๊มแบบใด และจะติดตั้งโดยให้มีระยะดูดยกสูงสุดได้เท่าใด
8. จงหาระยะดูดยกสูงสุดที่จะใช้ได้สำหรับปั๊มซึ่งสูบน้ำด้วยอัตรา 450 ลบ.เมตรต่อชั่วโมง เฮด 8.5 เมตร เมื่อใบพัดหมุนด้วยความเร็ว 3000 รอบต่อนาที
9. ปั๊มเครื่องหนึ่งเมื่อสูบน้ำที่อัตรา 250 ลบ.เมตรต่อชั่วโมงได้เฮด 30 เมตร จงเปรียบเทียบค่าใช้จ่ายในการใช้งานต่อปีถ้าหากประสิทธิภาพในการทำงานของปั๊มดังกล่าวเท่ากับ 65, 70, 75 และ 80 เปอร์เซ็นต์ สมมุติว่าใช้งานปีละ 1500 ชั่วโมงและค่ากระแสไฟฟ้ายูนิิตละ 2.50 บาท

10. ในงานสูบน้ำด้วยกระแสไฟฟ้าโครงการหนึ่งมีอัตราการสูบที่ต้องการเท่ากับ 275 ลบ.เมตรต่อชั่วโมง
เขตที่ต้องการเท่ากับ 30 เมตร ผู้ออกแบบจึงได้เลือกปั๊มที่มีคุณสมบัติตามต้องการมาได้ 4 โมเดล แต่ละ
โมเดลมีคุณสมบัติตามตารางที่แนบ สมมติว่าปั๊มจะต้องทำงานปีละ 1200 ชั่วโมง ค่ากระแสไฟฟ้ายูนิตละ
1.25 บาท

บริษัทผู้ผลิต	A	B	C	D
โมเดลของปั๊ม	125/ 315	150/ 315	125/ 400	125/ 240
รอบการหมุน (rpm)	1450	1450	1450	2900
ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางใบพัด (มม.)	328	310	362	190
อัตราการสูบ (ม ³ / ชม.)	275	275	275	275
เขตที่ได้ (เมตร)	30	30	32	30
ประสิทธิภาพ (%)	78	84	72	68
NPSH _r (ม.)	5.20	2.00	4.10	6.00
ราคาปั๊มและมอเตอร์ (บาท)	55,000	70,000	50,000	40,000

- ก. จงหาค่ากระแสไฟฟ้าต่อปีของปั๊มแต่ละเครื่องเพื่อใช้งานตามระยะเวลาที่กำหนด
- ข. จงหาระยะเวลาของโครงการที่ปั๊มแต่ละเครื่องจะประหยัดกว่าปั๊มอื่น ๆ สมมติว่าค่าบำรุง
รักษาของปั๊มแต่ละเครื่องเท่ากันและไม่คิดดอกเบี้ย
- ค. ถ้าสมมติว่า NPSH_r เท่ากับ 3.0 เมตร จงหาค่าใช้จ่ายในการปรับปรุงการติดตั้งที่จะทำให้
ปั๊มอื่นประหยัดเท่า ๆ กับปั๊ม B ถ้าสมมติว่าอายุของโครงการสูบน้ำดังกล่าวเท่ากับ 4 ปี

การออกแบบบ่อสูบล (Sump)

บ่อสูบล (Sump)

บ่อสูบล (Sump) หมายถึงบ่อซึ่งปลายท่อดูดของบิ๊มจุ่มอยู่ การออกแบบบ่อสูบลจะต้องทำให้มีความเหมาะสมทางชลศาสตร์ เพื่อให้ของเหลวไหลเข้าสู่ปลายท่อดูดได้ทันตามความต้องการโดยไม่เกิดความปั่นป่วนในการไหล หรือระดับของของเหลวในบ่อลดลงมากจนทำให้ประสิทธิภาพการทำงานของบิ๊มต้องลดลง

วัตถุประสงค์หลักในการออกแบบบ่อสูบลก็เพื่อให้ของเหลวไหลเข้าสู่ปลายท่อดูดอย่างสม่ำเสมอ และไม่มีอากาศไหลปนเข้าไปกับของเหลว ถ้าของเหลวไหลไปสู่ปลายท่อดูดไม่สม่ำเสมอ เป็นต้นว่าบางแห่งไหลเร็ว บางแห่งไหลช้า ความแตกต่างของความเร็วนี้จะทำให้เกิดวังน้ำวน (Vortex) ขึ้น ซึ่งถ้าหากปลายของท่อดูดอยู่ต่ำกว่าระดับผิวของของเหลวไม่มากพอ วังน้ำวนก็จะพาเอาอากาศเข้าไปในบิ๊ม ทำให้อัตราการสูบลและประสิทธิภาพการทำงานลดลง สูบลน้ำไม่ขึ้น เกิดเสียงดัง และอาจเร่งการสึกหรอในบิ๊มให้สูงขึ้นอย่างรวดเร็วได้

ความแตกต่างของความเร็วในการไหลในบ่อสูบลกับสถานที่และเวลาเป็นตัวการสำคัญที่ทำให้เกิดวังน้ำวนขึ้น ความแตกต่างดังกล่าวอาจจะมีสาเหตุมาจากรูปทรงของบ่อสูบลและลักษณะที่ของเหลวจากแหล่งใหญ่ไหลเข้ามาสู่บ่อสูบล วังน้ำวนที่เกิดขึ้นอาจมองเห็นได้ชัดเจนตลอดเวลาบนผิวของของเหลวหรืออาจจมหายไปเป็นครั้งคราว อาจจะอยู่กับที่หรือเคลื่อนที่ไปมาก็ได้ อย่างไรก็ตาม ถ้าวังน้ำวนลึกพอที่จะพาเอาอากาศเข้าไปในบิ๊มได้แล้ว ก็จะเป็นผลเสียต่อการทำงานของบิ๊มทั้งสิ้น

การจำกัดความเร็วของของเหลวที่ไหลเข้ามาสู่บ่อสูบลให้ต่ำกว่า 0.60 เมตรต่อวินาที และความเร็วในบ่อสูบลให้อยู่ในระดับต่ำกว่า 0.30 เมตรต่อวินาที จะช่วยลดโอกาสที่จะเกิดวังน้ำวนให้น้อยลง แต่ก็ไม่ได้หมายความว่าบ่อสูบลที่ของเหลวไหลช้าจะเป็นบ่อสูบลที่ดีเสมอไป ทั้งนี้ เพราะว่าถ้าแต่ละจุดภายในบ่อสูบลมีความเร็วแตกต่างกันมากแต่ให้ความเร็วเฉลี่ยต่ำบ่อสูบลดังกล่าวก็อาจเกิดวังน้ำวนขึ้นได้

บ่อสูบลที่ดีก็คือบ่อสูบลที่มีลักษณะเป็นรางหรือทางน้ำเปิดที่เป็นแนวตรง นำของเหลวจากแหล่งใหญ่

ตรงมาสู่ที่ตั้งของท่อดูดโดยไม่ต้องไหลผ่านสิ่งกีดขวางใด ๆ เลย และไม่ไหลผ่านท่อดูดอื่นด้วยในกรณีที่มีท่อดูดหลายท่อในบ่อสูบเดียวกัน การหักมุมของรางหรือทางน้ำเป็นสิ่งที่ควรหลีกเลี่ยงเพราะจะทำให้ความเร็วของการไหลไม่สม่ำเสมอและทำให้เกิดวังน้ำวนได้ ถ้าจำเป็นต้องให้ของเหลวไหลผ่านท่อดูดซึ่งวางเรียงกันในแนวนานกับทิศทางการไหลของของเหลวก็อาจจำเป็นต้องติดตั้งแผงแบ่งน้ำในแนวดิ่งหรือในแนวราบใต้ท่อดูดเพื่อให้การไหลไปสู่อุปกรณ์ท่อดูดแต่ละท่อไม่ขึ้นแก่กัน การทำให้ส่วนต่าง ๆ ของบ่อสูบเรียบสม่ำเสมอมีการหักมมน้อยจะช่วยให้คุณสมบัติทางกลศาสตร์ของบ่อสูบดีขึ้น

การกำหนดขนาดของบ่อสูบ

ชาร์ทที่ใช้กำหนดขนาดและมิติต่าง ๆ ของบ่อสูบซึ่งจัดทำขึ้นโดย Hydraulic Institute ของสหรัฐอเมริกา แสดงไว้ในรูปที่ 7.1 ชาร์ทนี้ใช้กับบ่อสูบที่มีท่อดูดเพียงท่อเดียวและหลายท่อทำงานพร้อมกัน และสำหรับอัตราการสูบตั้งแต่ประมาณ 3,000 ถึง 300,000 แกลลอนต่อนาที (880 ถึง 88,000 ลบ.เมตรต่อชั่วโมง) บ่อสูบที่ใช้กับปั๊มขนาดเล็กจะได้กล่าวถึงในหัวข้อต่อไป

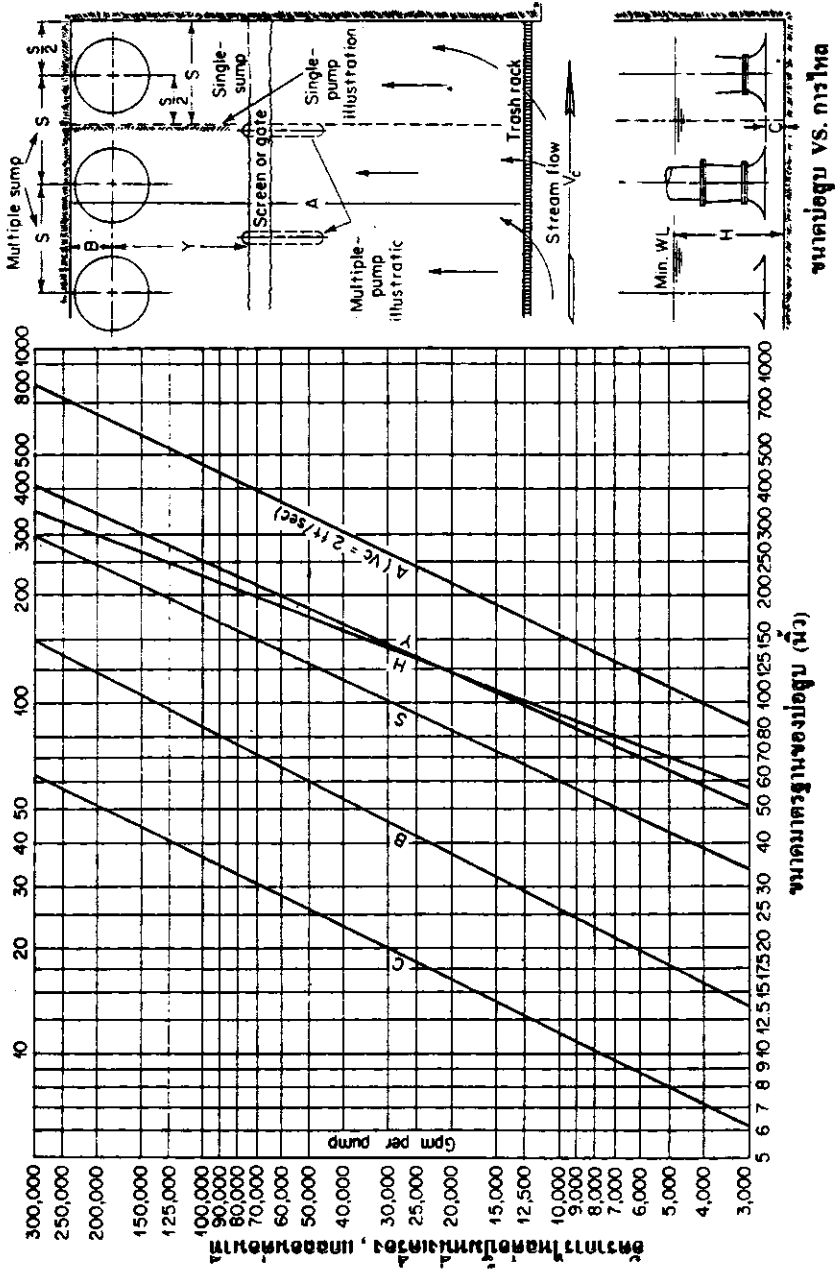
มิติที่ให้ไว้ในรูปที่ 7.1 ขึ้นอยู่กับอัตราการสูบของปั๊มที่จุดออกแบบให้ปั๊มทำงานจริง ถ้าจำเป็นต้องใช้กับอัตราการสูบที่สูงกว่านี้เป็นครั้งคราวชั่วระยะเวลาสั้น ๆ ก็ใช้ได้ แต่ถ้ามีการเพิ่มอัตราการสูบจากค่าที่กำหนดไว้เป็นประจำแล้วก็ควรที่จะเลือกขนาดบ่อสูบโดยพิจารณาจากอัตราการสูบสูงสุดจะถูกต้องกว่า

ก) ความสูงของปลายท่อดูดจากพื้นบ่อสูบ (มิติ C) ค่าที่ให้ไว้ในชาร์ทเป็นค่าต่ำสุดเฉลี่ยที่ได้จากการวิเคราะห์ปั๊มหลายขนาด ค่าที่ถูกต้องจะขอได้จากบริษัทผู้ผลิตปั๊ม *ควรใช้ชาร์ทนี้เมื่อ ไม่มีข้อมูลที่ดีกว่าจากบริษัทผู้ผลิต*

ข) ระยะจากศูนย์กลางท่อดูดถึงกำแพงบ่อสูบ (มิติ B) มิติที่ให้เป็นค่าสูงสุดที่ท่อดูดซึ่งตั้งอยู่ในแนวดิ่งอยู่ห่างจากกำแพง ในการติดตั้งจริงอาจจะใช้ค่าน้อยกว่าที่กำหนด แต่ทั้งนี้ย่อมขึ้นอยู่กับขนาดของอุปกรณ์ที่ปลายท่อดูด เช่น ปากแตร หรือกะโหลกกรองน้ำ (Strainer) และฟุตวาล์ว (Foot Valve) เป็นต้น ขอบของปากแตรควรจะอยู่ชิดกับกำแพง แต่ถ้าไม่สามารถทำได้ เนื่องจากถูกบังคับโดยขนาดของเครื่องสูบลหรืออุปกรณ์อื่น ก็อาจจำเป็นต้องติดตั้งกำแพงหลอยยื่นออกมาจากกำแพงเดิมเพื่อให้ขอบของปากแตรอยู่ชิดกับกำแพงเพื่อช่วยให้การไหลเข้าท่อดูดดีขึ้น

ค) ความกว้างของบ่อสูบ (มิติ S) เป็นค่าความกว้างต่ำสุดสำหรับบ่อสูบที่มีท่อดูดเพียงท่อเดียว ถ้ามีปั๊มหลายเครื่องทำงานพร้อม ๆ กันก็จะต้องเพิ่มขึ้นตามจำนวนท่อดูดที่เพิ่มขึ้น มิติดังกล่าวนี้เพิ่มขึ้นจากค่าที่กำหนดได้ตามความต้องการ แต่ต้องไม่ลดลงจากที่กำหนดไว้

ง) ความลึกของน้ำในบ่อสูบ (มิติ H) เป็นค่าต่ำสุดที่ยอมให้โดยคิดจากระดับน้ำต่ำสุดบริเวณปลายท่อดูด ความลึกของน้ำในบ่อสูบอาจจะน้อยกว่าค่าที่กำหนดได้ถ้าหากว่าเป็นการลดลงชั่วระยะเวลาสั้น ๆ



(ขนาดมาตรฐานของปั๊มที่ใช้เฉพาะกับของเหลวใสเท่านั้น สำหรับของเหลวที่มีของแข็งผสมให้ขอคำแนะนำจากบริษัทผู้ผลิต)

รูปที่ 7.1 ขนาดมาตรฐานของปั๊มสำหรับปั๊มซึ่งมีอัตราการสูบ 680 ถึง 68,000 ลบ.ม.ตรต่อชั่วโมง (3,000 ถึง 300,000 แกลลอนต่อนาที) ซึ่งกำหนดขึ้นโดย Hydraulic Institute ของสหรัฐอเมริกา

และเป็นครั้งคราว

ขอให้สังเกตว่าความลึกของน้ำในบ่อสูบนี้นิยมนำมาใช้ความลึกของปลายท่อดูดที่จมอยู่ในน้ำ (Submergence) ซึ่งเท่ากับ (H - C)

จ) ความยาวของบ่อสูบล (มิติ A) รวงหรือทางน้ำเปิดที่จะนำน้ำไปสู่ท่อดูดควรจะยาวมากพอที่จะทำให้การไหลสม่ำเสมอจนถึงที่ตั้งของท่อดูด ความยาวที่กำหนดให้เป็นค่าต่ำสุดซึ่งอาจเพิ่มขึ้นได้อีกตามความต้องการ แต่ไม่ควรเกินค่าสูงสุดที่แสดงในชาร์ท ระยะ A ที่ให้นี้เป็นระยะที่วัดถึงตะแกรงกันสวะหรือเศษไม้ (Trash Rack) ที่อยู่ด้านนอก ถ้าจำเป็นต้องมีตะแกรงขนาดเล็ก (Screen) หรือประตูน้ำอีกก็ควรจะอยู่ห่างจากศูนย์กลางของท่อดูดไม่น้อยกว่า Y ความกว้างของตะแกรงหรือประตูน้ำจะต้องไม่เล็กกว่า S มาก การไหลของน้ำไปสู่ท่อดูดไม่ควรเกิน 0.60 เมตร/วินาที (2 ฟุต/วินาที) ถ้าไหลเร็วกว่านี้อาจจำเป็นต้องติดตั้งแผงแบ่งน้ำหรือทำการทดลองจากแบบจำลอง (Model Test) หรือทั้งสองอย่างรวมกันเพื่อให้แน่ใจว่าจะไม่เกิดวังน้ำวนขึ้น

ฉ) ความโปร่งของตะแกรง โดยปกติบ่อสูบที่รับน้ำจากแหล่งน้ำธรรมชาติจำเป็นต้องมีตะแกรงป้องกันสวะหรือสิ่งแปลกปลอมไม่ให้เข้าไปทำความเสียหายแก่ปั๊ม นอกจากนั้นยังใช้ช่วยปรับความเร็วของกระแสน้ำให้สม่ำเสมอที่จะถึงท่อดูดด้วย ความโปร่งของตะแกรงอาจคำนวณได้จากอัตราส่วนระหว่างพื้นที่หน้าตัดของน้ำที่ไหลในบ่อสูบผ่านตะแกรงต่อพื้นที่ของตะแกรงเฉพาะส่วนที่เป็นเหล็กหรือวัสดุที่มาทำซี่ตะแกรงนั้น ความโปร่งของตะแกรงควรจะมีความอยู่ระหว่าง 2 ถึง 3.5 ถ้าความโปร่งน้อยกว่า 2.0 แสดงว่าตะแกรงดังกล่าวทึบเกินไปจนอาจทำให้เสียเหตุนาน และการไหลผ่านตะแกรงปั่นป่วนมากขึ้นจนเป็นผลเสียมากกว่าผลดี ในทางตรงกันข้าม ถ้าความโปร่งมากกว่า 3.5 การเสียเหตุนานจะน้อยและอาจจะไม่ช่วยปรับความเร็วของกระแสน้ำให้สม่ำเสมอจนถึงท่อดูด

ซี่ตะแกรงไม่ควรมีความหนาแน่นมาก เพราะเมื่อความหนาของตะแกรงเพิ่มขึ้นการไหลก็จะปั่นป่วนมากขึ้น

ตัวอย่างที่ 7.1

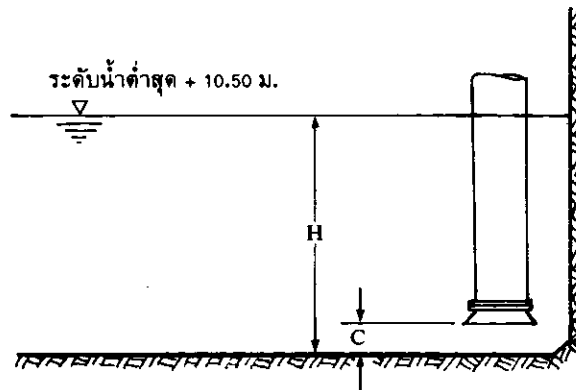
ต้องการติดตั้งเครื่องสูบน้ำเครื่องหนึ่งซึ่งมีอัตราการสูบสูงสุด 1100 ลบ.เมตรต่อชั่วโมง จากแหล่งน้ำซึ่งมีระดับน้ำต่ำสุดในฤดูแล้งเท่ากับ + 10.50 เมตร จงหาว่า

- ก. ปลายท่อดูดจะต้องอยู่ต่ำกว่าระดับน้ำต่ำสุดอย่างน้อยเท่าใด
- ข. กันบ่อสูบจะต้องอยู่ลึกกว่าระดับน้ำต่ำสุดอย่างน้อยเท่าใด
- ค. จงให้ค่าระดับของปลายท่อดูดและกันบ่อสูบ

วิธีทำ

ทำ 1100 ลบ.เมตร/ ชั่วโมงให้เป็นแกลลอน/ นาที

$$= 1,100 \times 4.403 = 4,843.3 \text{ แกลลอน/ นาที}$$



จากรูปที่ 7.1 ลากเส้นตรงในแนวราบจากค่า $Q = 4,843.3$ แกลลอน/ นาที บนแกนตั้ง ไปตัดกับเส้นความสูงของปลายท่อดูดจากพื้นบ่อสูบ (C) และความลึกของน้ำในบ่อสูบ (H) แล้วลากเส้นตั้งจากจุดตัดทั้งสองมาพบกับขนาดของค่าดังกล่าวบนแกนราบ จะได้ค่า C เท่ากับ 7.9 นิ้ว และ H เท่ากับ 70 นิ้ว

ก. ปลายท่อดูดต้องอยู่ต่ำกว่าผิวน้ำไม่น้อยกว่า $H - C$

$$= 70 - 7.9 = 62.1 \text{ นิ้ว}$$

$$= 157.7 \text{ ซม. หรือประมาณ 1.60 เมตร}$$

ข. ความลึกของบ่อสูบจากผิวน้ำต้องไม่น้อยกว่า H

$$= 70 \text{ นิ้ว}$$

$$= 177.8 \text{ ซม. หรือประมาณ 1.80 เมตร}$$

ค. ระดับของปลายท่อดูดต้องไม่สูงกว่า

$$= 10.50 - 1.60 = +8.90 \text{ เมตร}$$

ระดับพื้นบ่อสูบต้องไม่สูงกว่า

$$= 10.50 - 1.80 = +8.70 \text{ เมตร}$$

ปลายท่อดูดอยู่สูงกว่าพื้นบ่อสูบไม่น้อยกว่า C

$$= 7.9 \text{ นิ้ว}$$

$$= 0.20 \text{ เมตร}$$

ตัวอย่างที่ 7.2

บ่อสูบซึ่งรับน้ำจากแม่น้ำไปใช้โดยมีอัตราการสูบสูงสุด 10,000 แกลลอนต่อนาที (2270 ลบ.เมตรต่อชั่วโมง) ท่อดูดและปากแตรที่ปลายท่อดูดมีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 24 และ 36 นิ้วตามลำดับ จงให้รายละเอียดที่จำเป็นต้องใช้ในการกำหนดขนาดของบ่อสูบนี้

วิธีทำ

จากรูปที่ 7.1 สำหรับอัตราการสูบ 10,000 แกลลอน/ นาทีจะได้มิติของบ่อสูบล้างนี้ คือ

1. ความสูงของปลายท่อดูดจากพื้นบ่อสูบล้าง (C) ต่ำสุด = 11 นิ้ว
= 0.28 เมตร
2. ระยะจากกำแพงบ่อสูบล้างถึงศูนย์กลางท่อดูด (B) ไม่เกิน = 26 นิ้ว
= 0.66 เมตร
3. ความกว้างของบ่อสูบล้าง (S) ไม่น้อยกว่า = 60 นิ้ว
= 1.52 เมตร
4. ความลึกของน้ำในบ่อสูบล้าง (H) ต่ำสุด = 92 นิ้ว
= 2.34 เมตร
5. ความยาวของบ่อสูบล้าง (A) ต่ำสุด = 160 นิ้ว
= 4.06 เมตร
6. ระยะจากกำแพงถึงตะแกรงกันเศษขยะในบ่อ (Y) = 88 นิ้ว
= 2.24 เมตร
7. ความลึกของท่อดูดจากผิวหน้า (H - C) = 81 นิ้ว
= 2.06 เมตร

ตรวจสอบความเร็วของการไหลในบ่อสูบล้าง ซึ่งกว้าง 1.52 เมตรและลึก 2.34 เมตร อัตราการสูบสูงสุด 2270 ลบ.เมตร/ ชั่วโมง

$$V = \frac{2270}{1.52 \times 2.34 \times 60 \times 60} = 0.177 \text{ เมตร/ วินาที}$$

ความเร็วของน้ำในบ่อสูบล้างน้อยกว่า 0.30 เมตร/วินาที ใช้ได้

เพื่อความสะดวกในการปฏิบัติ มิติต่าง ๆ ที่ได้ข้างบนอาจดัดแปลงให้เป็นตัวเลขลงตัวที่เหมาะสม เช่น

S = 1.52 เมตร	ใช้	S = 1.50 เมตร
H = 2.34 เมตร	ใช้	H = 2.50 เมตร
C = 0.28 เมตร	ใช้	C = 0.30 เมตร
H-C = 2.06 เมตร	ใช้	H-C = 2.20 เมตร
Y = 2.24 เมตร	ใช้	Y = 2.25 เมตร
A = 4.06 เมตร	ใช้	A = 4.00 เมตร
B = 0.66 เมตร	ใช้	B = 0.60 เมตร

ลักษณะของบ่อสูบที่ถูกต้อง

ตัวอย่างบ่อสูบที่มีท่อดูดหลายท่อแสดงไว้ในรูปที่ 7.2 รูปทางด้านซ้ายมือแสดงลักษณะของบ่อสูบที่ถูกต้อง ส่วนทางขวามือเป็นลักษณะที่ไม่ควรใช้

รูปที่ 7.2 (a) แสดงลักษณะที่พึงประสงค์อันดับแรก คือน้ำไหลไปสู่ท่อดูดอย่างสม่ำเสมอด้วยความเร็วต่ำ ความเร็วของการไหลควรจะมีค่าประมาณไม่เกิน 0.30 เมตร/วินาที ความเร็วที่สูงกว่านี้เช่น 0.60 เมตร/วินาทีอาจจะใช้ได้ถ้าได้ทดสอบด้วยการทำการทดลองจากแบบจำลอง (Model Test) แล้ว แต่ที่ไม่แนะนำให้ใช้ก็คือท่อหรือทางนำน้ำจากแหล่งใหญ่มาสูบบ่อสูบมีการเปลี่ยนขนาดอย่างกะทันหัน หรือทิศทางการไหลนั้นขนานกับแนวของท่อดูดดังแสดงในรูปทางขวามือ ซึ่งจะเป็นสาเหตุให้การไหลในบ่อสูบเกิดปั่นป่วนและอาจเกิดวังน้ำวนได้ง่าย

ขอให้สังเกตว่าในรูปที่ 7.2 (a) นี้ไม่มีแผงแบ่งกันระหว่างท่อดูดสองท่อที่ติดตั้งคู่กัน แผงดังกล่าวเป็นสิ่งที่จำเป็นถ้าหากปั๊มทุกเครื่องไม่ได้ทำงานพร้อมกันทุกครั้ง ควรมีแผงเมื่อปั๊มทุกเครื่องทำงานพร้อมกันทุกครั้งเท่านั้น

รูปที่ 7.2 (b) แนะนำให้เปิดช่องบนแผงกันระหว่างท่อดูดสองท่อเมื่อมีความจำเป็นต้องสร้างแผงกันเพื่อความแข็งแรงของบ่อสูบ ช่องเปิดบนแผงจะเปิดชิดกับกำแพงจากพื้นของบ่อสูบขึ้นมาสูงไม่น้อยกว่าระดับน้ำต่ำสุดในบ่อ ในรูปนี้ปั๊มไม่ได้ทำงานพร้อมกันทุกเครื่อง ขอให้สังเกตว่าแผงดังกล่าวยื่นออกมาจากกำแพงไม่เกินขอบด้านนอกของปากแตร ในกรณีที่มีแผงกันระหว่างท่อดูดเช่นนี้ ระยะจากศูนย์กลางถึงศูนย์กลางท่อดูด (S) จะต้องเพิ่มขึ้นอีกเท่ากับความหนาของแผงนั้น นอกจากนี้ควรจะมีการลบมุมในบ่อสูบและแผงกันทุกมุมด้วยเพื่อช่วยให้การไหลดีขึ้น

ที่ไม่แนะนำให้ใช้คือบ่อสูบที่มีแผงแบ่งน้ำปิดทึบและยื่นออกมาเกินขอบนอกของปากแตรและการติดตั้งท่อดูดบนขอบทุกด้านของบ่อสูบไม่ว่าจะมีแผงแบ่งน้ำหรือไม่ก็ตาม

รูปที่ 7.2 (c) แสดงให้เห็นว่าควรจะเป็นการเปลี่ยนขนาดหน้าตัดของทางนำน้ำเข้ามาสูบบ่อสูบที่ละน้อย ท่อนำน้ำขนาดเล็กที่ส่งน้ำเข้ามาสูบบ่อสูบขนาดใหญ่ควรจะผายออกที่ละน้อยโดยมุมที่ผายออก (β) ไม่โตกว่า 45 องศา นอกจากนั้นความเร็วของน้ำในบ่อสูบไม่ควรเกิน 0.30 เมตร/วินาทีด้วย

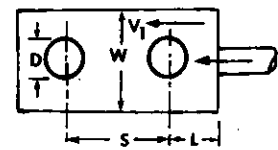
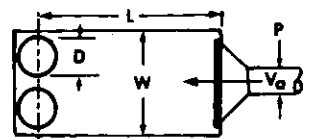
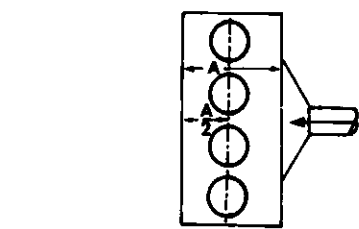
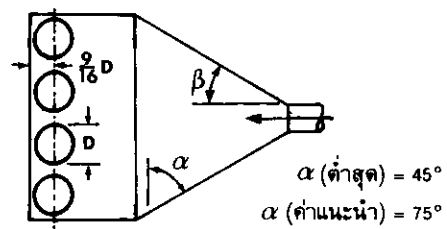
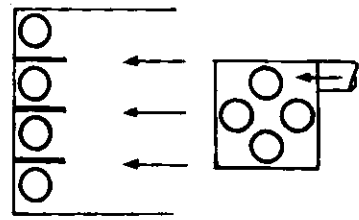
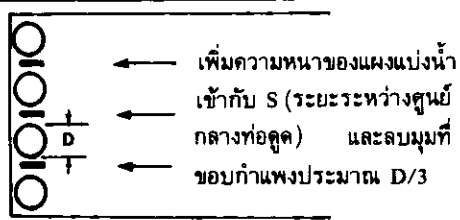
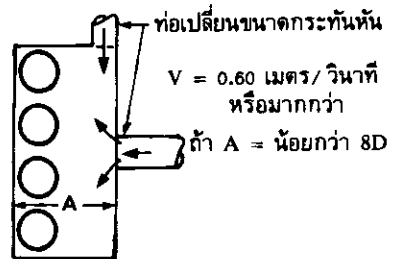
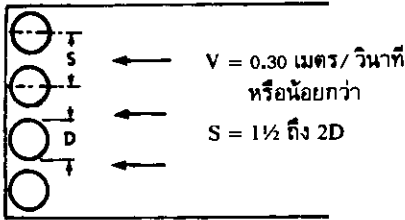
ที่ไม่แนะนำให้ใช้อย่างยิ่งก็คือบ่อสูบที่มีท่อขนาดเล็กต่อเข้าบ่อโดยตรงและอยู่ใกล้กับท่อดูด เนื่องจากจะมีการเปลี่ยนแปลงทั้งความเร็วและทิศทางการไหลอย่างรุนแรงก่อนที่จะถึงปลายท่อดูด

ถ้าสามารถทำให้ความเร็วในบ่อสูบต่ำกว่า 0.30 เมตร/วินาทีได้ก็อาจจะยอมให้มีการเปลี่ยนแปลงขนาดพื้นที่หน้าตัดของการไหลอย่างค่อนข้างกะทันหันได้ แต่จุดที่มีการเปลี่ยนแปลงขนาดพื้นที่หน้าตัดดังกล่าวจะต้องอยู่ห่างจากที่ตั้งท่อดูดพอสมควรเพื่อให้การไหลสม่ำเสมอก่อนที่จะถึงท่อดูดดังเช่นรูปที่ 7.2 (d) ระยะ L ซึ่งวัดจากจุดที่บ่อสูบเริ่มมีความกว้างสูงสุดจากทางเข้าถึงศูนย์กลางของท่อดูด และอัตราส่วนระหว่างความกว้างของบ่อสูบ (W) ต่อขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของท่อ (P) จะเพิ่มขึ้นถ้าความเร็วของการไหลในท่อนำน้ำ (V_a) เพิ่มขึ้น ที่ไม่แนะนำให้ใช้คือท่อดูดหลายท่อทำงานพร้อมกันวางในแนวขนานกับทิศทางการไหลเข้ามาใน

บ่อสูบบนมีท่อคุดหลายท่อ

ลักษณะที่ถูกต้อง

ลักษณะที่ไม่ควรใช้

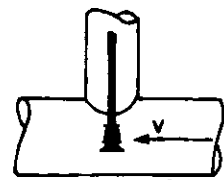
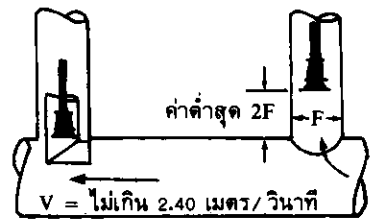


ควรใช้แผ่นกันตะกอน หรือแผ่น
กรองกันขางทางนำน้ำในช่วงเริ่ม
ของขนาดหน้าตัดใหญ่สุด

W/P	1.0	1.5	2.0	4.0	10.0
L	3D	6D	7D	10D	15D
V_a	0.3	0.6	1.2	1.8	2.4

ไม่ควรใช้
นอกจากกรณี

$W = 5D$ หรือมากกว่า หรือ
 $V_1 = 0.60$ เมตร/วินาที
หรือน้อยกว่า และ
 $L =$ ค่าที่แสดงในตารางด้านซ้าย
 S มากกว่า $4D$



• มิติ "D" ที่ให้หมายถึงขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของปากแตรที่ทางเข้า

รูปที่ 7.2 ลักษณะของบ่อสูบน้ำที่ถูกต้องที่ควรใช้ (ด้านซ้ายมือ) และลักษณะที่ไม่พึงประสงค์ซึ่งควรจะแก้ไข (ขวามือ) ซึ่งแนะนำโดย Hydraulic Institute ของสหรัฐอเมริกา

บ่อสูบ ทั้งนี้ยกเว้นแต่ว่าขนาดของบ่อ ความเร็วของการไหล และระยะระหว่างท่อดูดอยู่ในเกณฑ์ที่ยอมให้ ดังแสดงในรูปทางด้านขวามือ

ในบางครั้งอาจมีความจำเป็นต้องสูบน้ำจากท่อส่งหรืออุโมงค์ การจุ่มท่อดูดลงไปในท่อโดยมีข้องอ หนึ่งรับน้ำช่วยอาจจะได้ผลดีถ้าความเร็วในท่อส่งน้ำไม่เกิน 2.40 ม./วินาที แต่ถ้าไม่มีข้องอ 90 องศาช่วย ปลายท่อดูดควรอยู่สูงกว่าผิวบนของท่อส่งน้ำไม่น้อยกว่า 2 เท่าของเส้นผ่าศูนย์กลางของท่อแยกที่ต่อออกไป เพื่อสูบน้ำไปใช้ ไม่ควรจุ่มปลายท่อดูดลงไปในท่อส่งน้ำโดยตรงโดยเฉพาะอย่างยิ่งเมื่อน้ำในท่อไหลเร็วกว่า 0.60 เมตร/วินาที ดังรูปที่ 7.2 (e)

การปรับปรุงแก้ไขบ่อสูบที่ไม่ได้มาตรฐาน

เป็นที่ยอมรับกันแล้วว่าการเกิดวังน้ำวนขึ้นในบ่อสูบนั้นเป็นอันตรายต่อเครื่องสูบน้ำและการเกิด วังน้ำวนนั้นไม่ต้องใช้แรงมากมายอะไรเลย ถึงแม้ว่าสิ่งเหล่านี้จะสามารถหลีกเลี่ยงได้เมื่อออกแบบติดตั้งใหม่ แต่บ่อสูบเก่าที่ใช้งานแล้วมีปัญหา หรือคาดว่าจะมีปัญหาเมื่อมีการขยายงานเพิ่มเครื่องสูบน้ำขึ้นอีกก็จำเป็นต้องหาทางแก้ไข ตัวอย่างของบ่อสูบเหล่านี้แสดงไว้ในรูปที่ 7.3 บางครั้งการแก้ปัญหาเหล่านี้ในสนามอาจจะ ไม่ได้ผลและทำให้ราคางานสูง ถ้าหากเป็นไปได้ควรทำการทดลองกับแบบจำลองที่เหมาะสมเสียก่อนจะดีกว่า ไปทดลองกับของจริง

รูปที่ 7.3 (a) ควรจะแก้ไขโดยการลดความเร็วที่น้ำไหลเข้าบ่อสูบลงโดยการเพิ่มทางเข้าที่ค่อย ๆ ผายออกจนความเร็วสม่ำเสมอก่อนที่จะไหลไปถึงท่อดูด หรืออาจทำได้โดยการติดตั้งแผงแบ่งกั้นน้ำที่เหมาะสม

รูปที่ 7.3 (b) แก้ไขโดยการเปลี่ยนตำแหน่งที่ตั้งของท่อดูดซึ่งเดิมอยู่ในทิศทางการไหลของน้ำให้มา อยู่ในแนวตั้งฉากกับทิศทางการไหลและชิดกับกำแพงแทน

รูปที่ 7.3 (c) เป็นการแก้ไขโดยการใส่แผงบาง ๆ ช่วยเปลี่ยนทิศทางการไหลให้เข้ามาสู่ปลายท่อดูด ได้สะดวกยิ่งขึ้น แผงดังกล่าวจะทำหน้าที่แบ่งน้ำจากปากทางเข้าซึ่งแคบกว่าความกว้างของบ่อสูบ วางผ่าน ศูนย์กลางของปากแตรมาจนถึงกำแพง ในกรณีที่พื้นก้นบ่อสูบอยู่ต่ำจากปากแตรมากก็อาจจะแขวนแผงยึด ติดกับกำแพงและปากแตรโดยตรงก็ได้

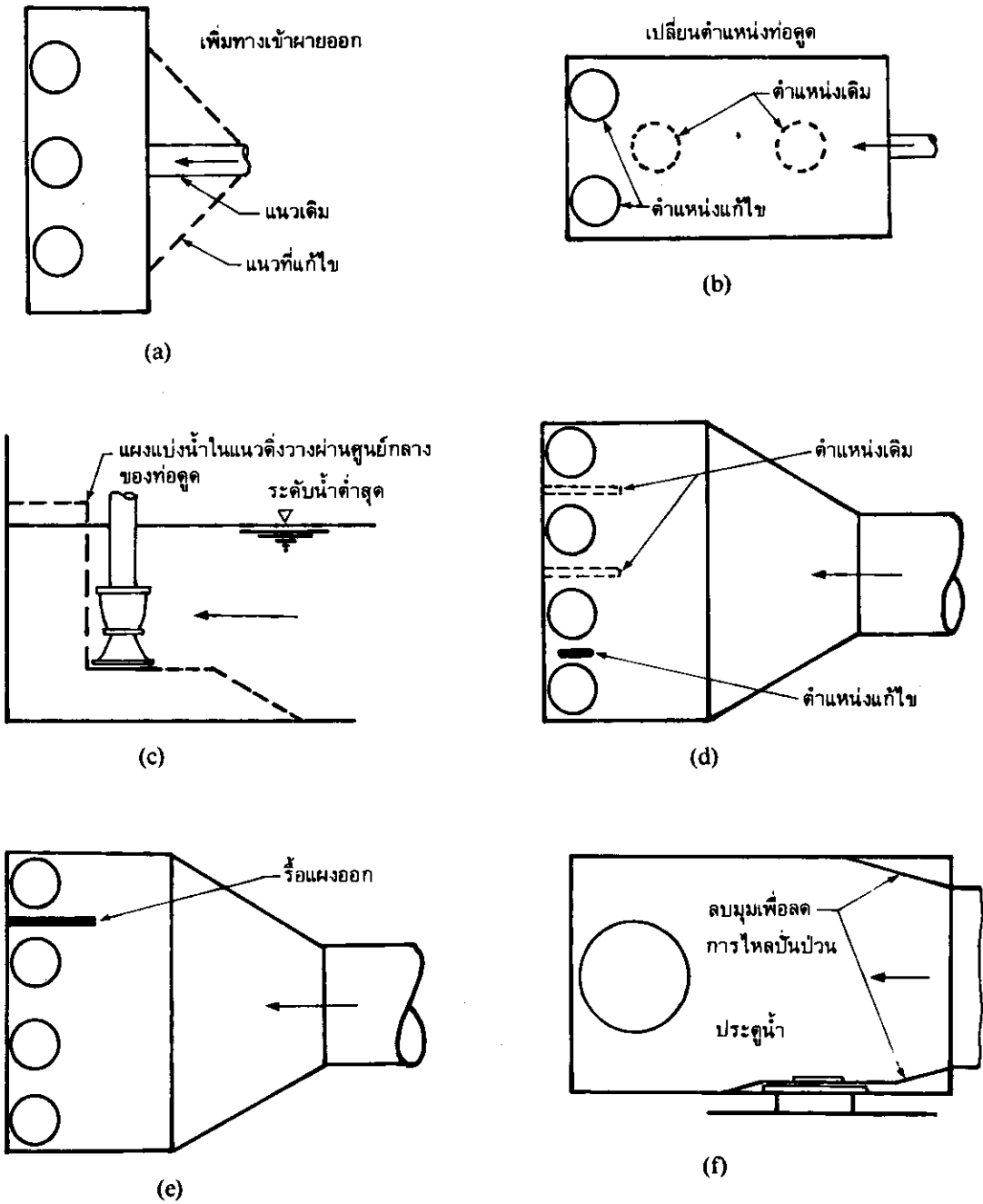
รูปที่ 7.3 (d) เป็นการแก้ไขแผงกั้นน้ำระหว่างท่อดูดสองท่อซึ่งบิดทึบและเลยออกมาเกินขอบนอก ของปากแตรให้น้ำไหลผ่านได้และยื่นออกมาไม่เกินขอบนอกของปากแตร และลบมุมของแผงกั้นน้ำให้กลมมน เพื่อให้ น้ำไหลผ่านได้สะดวกยิ่งขึ้น

รูปที่ 7.3 (e) เป็นการแก้ไขรูปที่ 7.3 (d) อีกแบบหนึ่งคือรื้อเอาแผงทั้งหมดออกเสียเลย

รูปที่ 7.3 (f) เป็นการปรับปรุงบ่อสูบให้มีคุณสมบัติทางชลศาสตร์ดีขึ้นโดยการลบมุมที่จะมีผลให้ การไหลปั่นป่วนออกเสีย

รูปที่ 7.3 (g) เป็นการลดความเร็วของน้ำในบ่อสูบและกำจัดวังน้ำวนโดยการติดแผ่นโลหะบาง ๆ

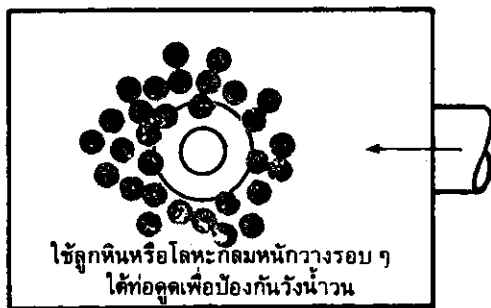
ตัวอย่างการปรับปรุงแก้ไขบ่อสูบ



รูปที่ 7.3 การปรับปรุงแก้ไขบ่อสูบที่ไม่เหมาะสมให้มีคุณสมบัติทางชลศาสตร์ดีขึ้น



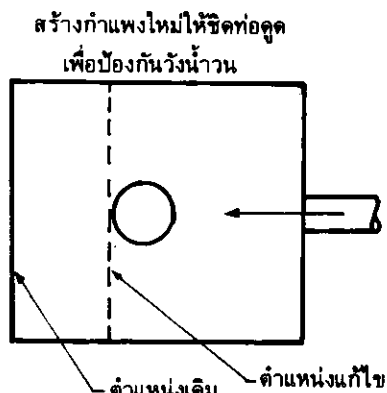
(g)



(i)



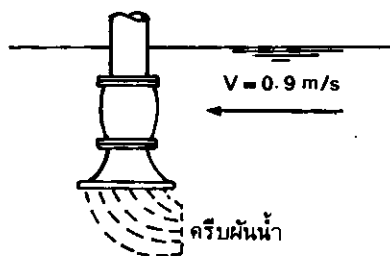
(h)



(j)

หมายเหตุ:

การแก้ไขปั๊มน้ำนี้ใช้เฉพาะกับของเหลวใสเท่านั้น ของเหลวที่มีของแข็งผสมให้ขอคำแนะนำจากบริษัทผู้ผลิต



(k)

รูปที่ 7.3 (ต่อ) การปรับปรุงแก้ไขปั๊มน้ำที่ไม่เหมาะสมให้มีคุณสมบัติทางวิชาการดีขึ้น

ยื่นออกมาจากปากแตรในแนวราบและติดแผ่นกันน้ำในแนวตั้งจนติดพื้นบ่อสูบน้ำในแนวขนานกับทิศทางการไหลเข้ามาสู่ท่อดูด

รูปที่ 7.3 (h) เป็นการแก้ปัญหาวังน้ำวนโดยใช้แหลอยอยู่รอบ ๆ ท่อดูดเพื่อไม่เปิดโอกาสให้วังน้ำวนสัมผัสกับอากาศจนทำให้อากาศถูกดูดปนเข้าไปกับน้ำ

รูปที่ 7.3 (i) เป็นการใช้ลูกหินหรือโลหะกลมที่หนัก ๆ มาวางบริเวณรอบ ๆ ใต้ท่อดูดเพื่อป้องกันวังน้ำวนที่ลึกจนทำให้อากาศเข้าไปในท่อดูด

รูปที่ 7.3 (j) เป็นการแก้ปัญหาโดยการสร้างกำแพงขึ้นใหม่ให้ชิดกับท่อดูดเพื่อช่วยให้ทิศทางการไหลของน้ำเข้าสู่ท่อดูดสม่ำเสมอดีขึ้น ซึ่งจะเป็นผลให้อากาศที่จะเกิดวังน้ำวนน้อยลง

รูปที่ 7.3 (k) เป็นการทำให้น้ำไหลเข้าสู่ท่อดูดดีขึ้นเมื่อทิศทางการไหลตั้งฉากกับท่อดูดและมีความเร็วสูง เส้นประที่เห็นเป็นครีบน้ำให้เปลี่ยนทิศทางอย่างสม่ำเสมอเข้าสู่ปากแตร

จากตัวอย่างการแก้ปัญหาที่แสดงให้เห็นนี้อาจสรุปเป็นหลักการอย่างกว้าง ๆ สำหรับการแก้ไขหรือปรับปรุงบ่อสูบน้ำที่ไม่สมบูรณ์ให้ดีขึ้นได้โดย

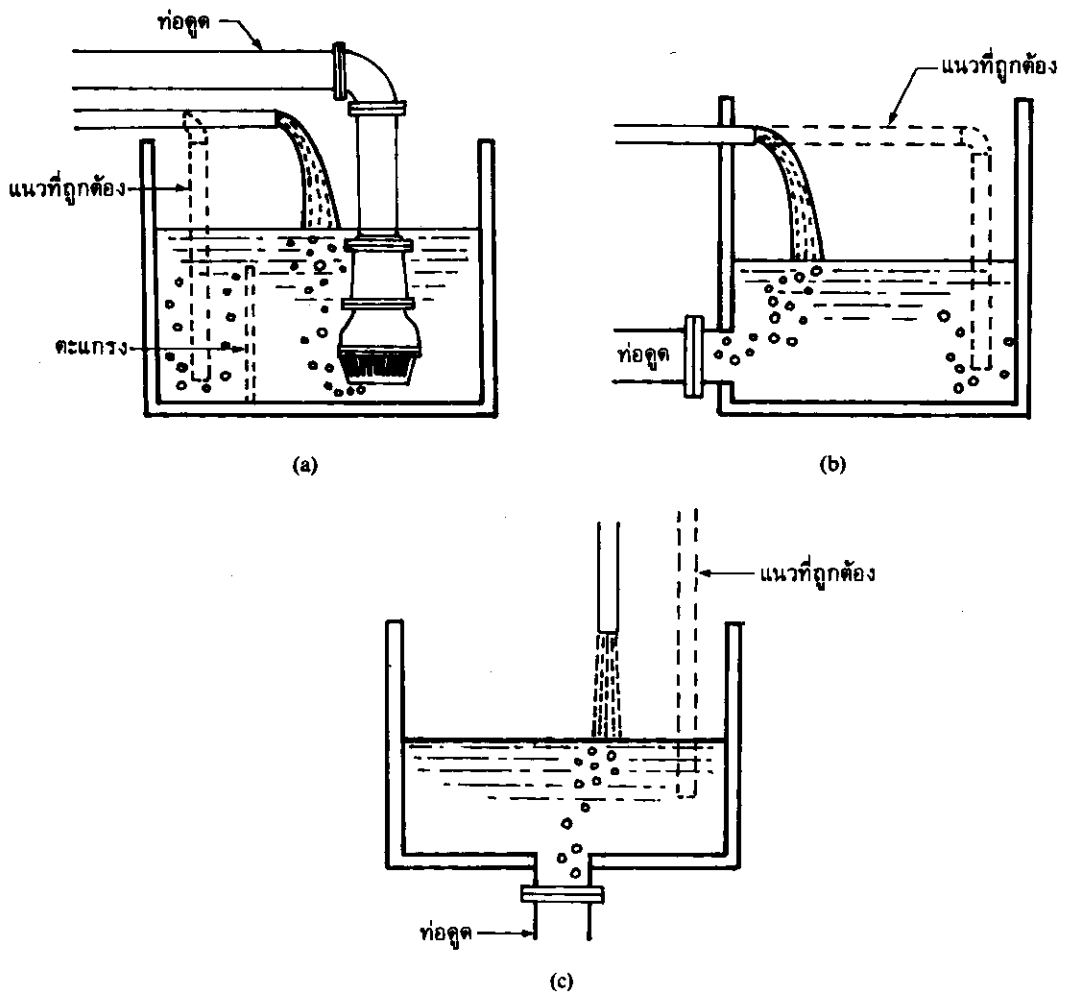
1. ลดความเร็วของน้ำที่ไหลเข้ามาสู่บ่อสูบน้ำให้อยู่ในระดับไม่เกิน 0.60 เมตรต่อวินาที
2. ลดความเร็วของน้ำในบ่อสูบน้ำให้อยู่ในระดับไม่เกิน 0.30 เมตรต่อวินาที
3. พยายามหลีกเลี่ยงการเปลี่ยนทิศทางการไหลของน้ำจากทางเข้า (Inlet) ไปสู่ท่อดูด
4. ถ้าจำเป็นต้องมีการเปลี่ยนแปลงทิศทางการไหล ให้การเปลี่ยนทิศทางนั้นเป็นไปทีละน้อย สม่ำเสมอ และไม่ขึ้นแก่กัน

การแก้ไขปรับปรุงข้างต้นอย่างใดอย่างหนึ่ง หรือหลายอย่างร่วมกันจะช่วยให้รูปแบบการไหลดีขึ้น แต่ถ้าหากยังไม่สามารถแก้ปัญหาได้ก็อาจจะต้องลดอัตราการสูบลงอีก หรือมีเดะนั้นก็จะต้องทำการทดลองจากแบบจำลอง (Model Test) เพื่อหามาตรการที่เหมาะสมต่อไป

บ่อสูบน้ำสำหรับปั๊มนขนาดเล็ก

การออกแบบบ่อสูบน้ำสำหรับปั๊มนขนาดเล็กซึ่งมีอัตราการสูบไม่เกิน 680 ลบ.เมตรต่อชั่วโมง (3,000 แกลลอนต่อนาที) ยังคงใช้กฎเกณฑ์เดียวกันกับสองหัวข้อที่ได้กล่าวมาแล้ว อย่างไรก็ตามเนื่องจากบ่อสูบน้ำของปั๊มนขนาดเล็กนั้นมีมากมายหลายรูปแบบ จึงเป็นการยากที่จะตั้งกฎเกณฑ์ทั่ว ๆ ไปให้ใช้ได้กับทุกแบบ แต่ถ้าต้องการจะออกแบบบ่อสูบน้ำให้เหมาะสมกับปั๊มเครื่องใดเครื่องหนึ่งแล้วก็อาจจะขอคำแนะนำจากบริษัทผู้ผลิตหรือจำหน่ายปั๊มดังกล่าวได้ ในการออกแบบบ่อสูบน้ำขนาดเล็กโดยทั่ว ๆ ไปมีสิ่งที่จะต้องนำมาพิจารณาเพิ่มเติมจากกฎเกณฑ์ที่ได้กล่าวไปแล้วดังต่อไปนี้ คือ

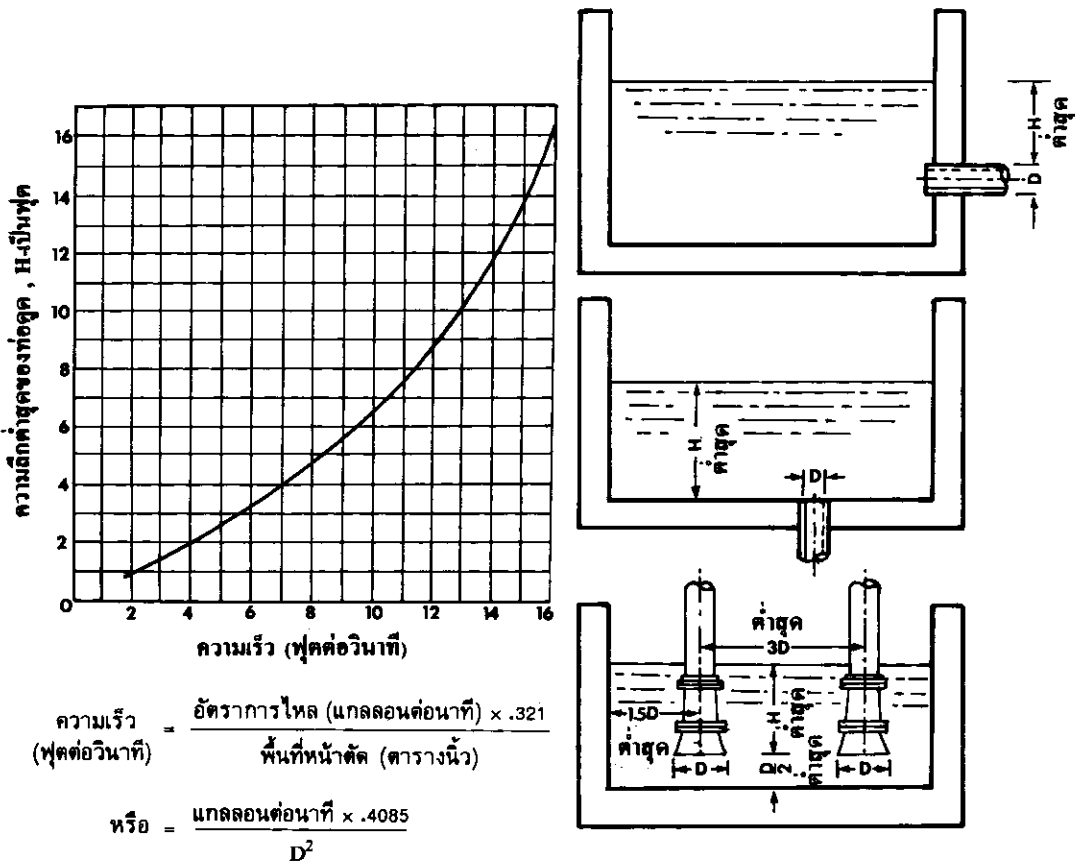
ก. ท่อนำน้ำหรือของเหลวเข้ามาสู่บ่อสูบน้ำ ปลายนำน้ำเข้ามาสู่บ่อสูบน้ำควรจะอยู่ต่ำกว่าระดับ



รูปที่ 7.4 ลักษณะการติดตั้งท่อน้ำเข้าสูบบ่อสูบเพื่อไม่ให้น้ำพุ่งตรงไปสู่ท่อดูดและเพื่อป้องกันไม่ให้ฟองอากาศปนไปกับน้ำเข้าไปในท่อดูด

น้ำต่ำสุดในบ่อสูบ และอยู่ไกลจากท่อดูดมากที่สุดเท่าที่จะทำได้ดังรูปที่ 7.4 น้ำที่ไหลเข้ามาไม่ควรจะพุ่งตรงไปสู่ท่อดูด หรือไหลเข้ามาในลักษณะที่จะทำให้เกิดการไหลวนขึ้นในบ่อสูบ ถ้าจำเป็นอาจจะใช้วิธีเจาะท่อนำน้ำเข้ามาเป็นระยะ ๆ เพื่อให้น้ำแผ่กระจายออกโดยไม่พุ่งตรงไปสู่ท่อดูด การไหลวนอาจจะป้องกันได้โดยการใช้ไม้ระแนงขนาด 2 นิ้วตีสลับเว้นช่องสองด้านบนไม้คร่าว หรือทำเป็นช่องด้วยลวดตะแกรงแล้วบรรจุด้วยกรวดกันขวางระหว่างท่อน้ำเข้ามากับท่อดูด ก็จะช่วยป้องกันการไหลวนและป้องกันฟองอากาศที่ติดมากับท่อน้ำเข้าไม่ให้ไหลไปเข้าท่อดูดอีก

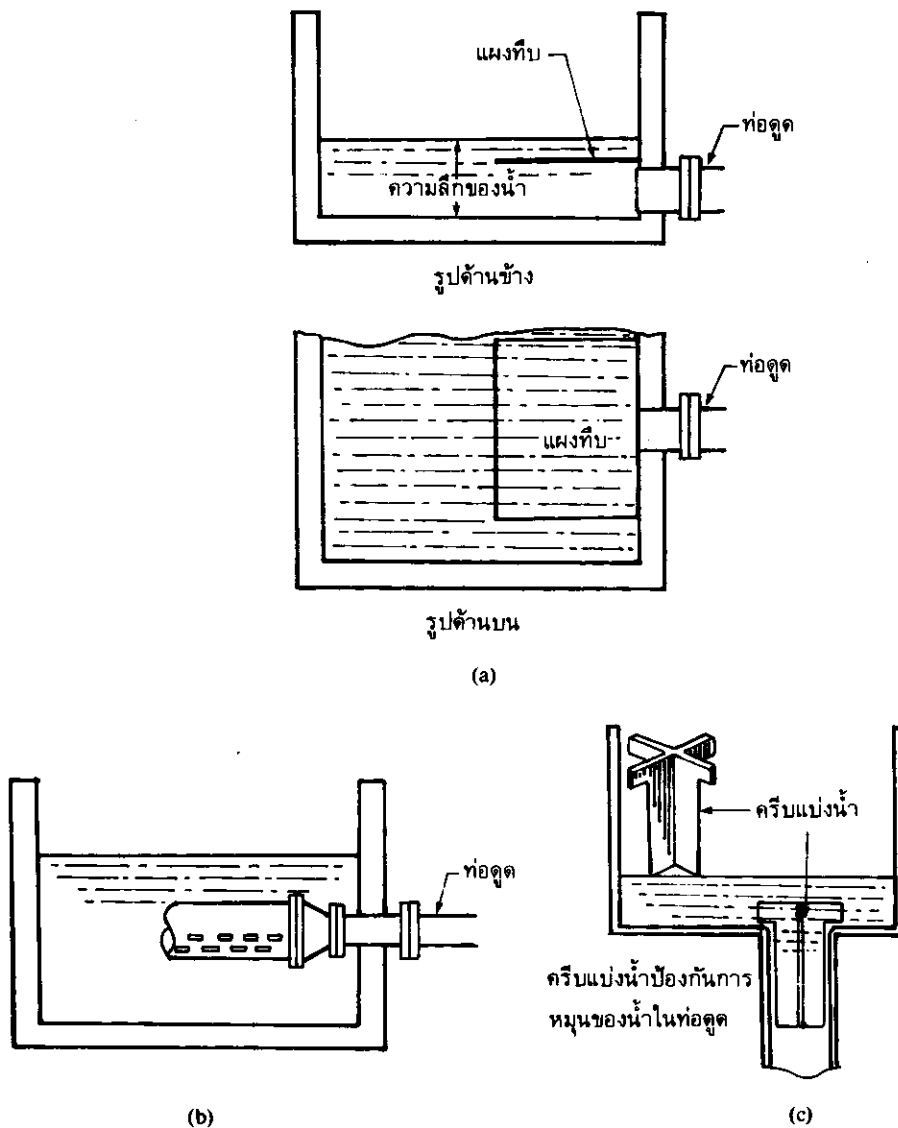
ข. ความลึกของปลายท่อดูด ความลึกของปลายท่อดูดจากระดับน้ำต่ำสุดอาจจะดูได้จากรูปที่ 7.5 กราฟแสดงความลึกต่ำสุดของท่อดูด (Min. Submergence) และขนาดความกว้างของบ่อสูบที่ให้ไว้ใช้สำหรับอัตราการสูบไม่เกิน 860 ลบ.เมตรต่อชั่วโมง หรือ 3,000 แกลลอนต่อนาที



รูปที่ 7.5 การกำหนดความลึกของปลายท่อดูดจากระดับน้ำต่ำสุด (Minimum Submergence) และขนาดความกว้างของบ่อสูบ สำหรับอัตราการสูบไม่เกิน 860 ลบ.มต.ต่อชั่วโมง (3,000 แกลลอนต่อนาที)

ค. การแก้ปัญหาวังน้ำวน (Vortex) การแก้ปัญหาวังน้ำวนในบ่อสูบขนาดเล็กทำได้ง่ายกว่าบ่อสูบขนาดใหญ่ดังแสดงในรูปที่ 7.6 ในรูป (a) แก้ปัญหาโดยการติดตั้งทึบในแนวนราบ (Flat Baffle) เพื่อป้องกันมิให้วังน้ำวนมีโอกาสสัมผัสกับบรรยากาศซึ่งจะเป็นเหตุให้มีอากาศไหลปนไปกับน้ำเข้าไปสู่ปั๊ม รูป (b) เป็นการแก้ปัญหาอีกวิธีหนึ่งโดยการขยายท่อดูดให้ใหญ่ขึ้นเพื่อลดความเร็วลง ในกรณีที่ท่อดูดต่อออกจากกันบ่อสูบซึ่งอาจเกิดวังน้ำวนได้ง่ายก็อาจแก้ปัญหาได้โดยการติดตั้งครีบบังน้ำที่ปากท่อดูดเพื่อไม่ให้น้ำไหลวนได้ง่ายดังแสดงในรูป (c)

ง. ปริมาตรของบ่อสูบ นอกจากความกว้างค่าสุดของบ่อสูบดังแสดงไว้ในรูปที่ 7.5 แล้ว ผู้ออกแบบยังต้องคำนึงถึงปริมาตรด้วย โดยเฉพาะอย่างยิ่งเมื่อปั๊มทำงานโดยอาศัยสวิทช์ทุ่นลอยซึ่งจะเปิดหรือปิดเองเมื่อระดับของของเหลวขึ้นถึงหรือลดระดับลงถึงตำแหน่งที่กำหนดไว้ การเปิด-ปิดบ่อยครั้งจะทำให้อายุ



รูปที่ 7.6 การแก้ปัญหาวังน้ำวน (Vortex) สำหรับปั๊มขนาดเล็ก

การทำงานของสวิทช์และอุปกรณ์กระตุ้นการทำงานของมอเตอร์ (Starter) ลดลง นอกจากนั้นในการเปิดสวิทช์เดินเครื่องทุกครั้งมอเตอร์จะใช้กระแสไฟฟ้ามากกว่าปกติ ทำให้แรงดันกระแสไฟฟ้าตก มอเตอร์จะร้อนขึ้นเป็นการทำให้อายุการใช้งานของมอเตอร์ลดลงด้วย

การพิจารณากำหนดปริมาณของบ่อสูบลควรจะได้คำนึงถึง

1. อัตราการสูบน้ำออกจากบ่อสูบลที่ต้องการ และระยะเวลาที่ต้องการพักการทำงานของปั๊ม โดยปกติความถี่ในการทำงานของปั๊มเครื่องใดเครื่องหนึ่งไม่ควรเกิน 3-4 ครั้งต่อชั่วโมง

2. จำนวนปั๊มที่ต้องการและอัตราการสูบของปั๊มแต่ละเครื่อง

3. ระดับของของเหลวสูงสุดและต่ำสุดที่ต้องการให้ปั๊มเริ่มและหยุดทำงาน สำหรับระดับต่ำสุดของของเหลวในบ่อสูบนั้นจะต้องไม่ต่ำกว่าระดับที่ต้องการสำหรับความลึกต่ำสุดของปลายท่อติดตั้งแสดงไว้ในชาร์ทของรูปที่ 7.5 ด้วย

วิธีการคำนวณเพื่อหาปริมาตรต่ำสุดของบ่อสูบบอาจพิจารณาได้ดังต่อไปนี้ คือ

- ให้ Q_p เป็นอัตราการสูบออกจากบ่อสูบ
- Q_f เป็นอัตราการไหลเข้ามาในบ่อสูบ
- V เป็นปริมาตรของบ่อสูบ
- T เป็นระยะเวลาระหว่างการเปิดสวิตช์เดินเครื่อง (ไม่ควรสั้นกว่า 15 ถึง 20 นาทีต่อครั้ง)

ดังนั้น อัตราการไหลเข้าบ่อขณะปั๊มหยุดทำงาน $= Q_f$
อัตราการไหลออกจากบ่อ (สุทธิ) ขณะปั๊มทำงาน $= Q_p - Q_f$
หลังจากปั๊มหยุดทำงานแล้วบ่อสูบจะเต็มโดยใช้เวลา $= \frac{V}{Q_f}$
เวลาที่ใช้สูบออกจากบ่อสูบจากเต็มบ่อจนถึงระดับที่กำหนด $= \frac{V}{Q_p - Q_f}$

เพราะฉะนั้น ระยะเวลาระหว่างการเปิดสวิตช์เดินเครื่องแต่ละครั้งเมื่ออัตราการไหลเข้าและสูบน้ำออกคงที่ คือ

$$T = \frac{V}{Q_f} + \frac{V}{Q_p - Q_f} \dots\dots\dots (a)$$

จัดสมการข้างบนเสียใหม่จะได้สมการสำหรับคำนวณปริมาตรของบ่อสูบ คือ

$$V = \left(1.0 - \frac{Q_f}{Q_p} \right) \cdot Q_f \cdot T \dots\dots\dots (7.1)$$

และ $\frac{1}{T} = \frac{Q_f \cdot Q_p - Q_f^2}{V \cdot Q_p} \dots\dots\dots (b)$

ในที่นี้ 1/T คือความถี่ในการเดินเครื่องเป็นจำนวนครั้งต่อหนึ่งหน่วยเวลา หรือใช้แทนด้วยสัญลักษณ์ f

Differentiate สมการข้างบนเพื่อหาขนาดของบ่อสูบที่ดีที่สุดจะได้

$$\frac{df}{dQ_f} = \frac{Q_p - 2Q_f}{V \cdot Q_p}$$

ถ้าปั๊มทำงานบ่อยครั้งที่สุด $\frac{df}{dQ_f} = 0$ สมการจะได้

$$Q_p = 2Q_f \text{ หรือ } Q_f = \frac{Q_p}{2} \quad \dots\dots\dots (7.2)$$

เมื่อแทนค่าดังกล่าวข้างต้นลงในสมการที่ 7.1 จะได้ปริมาตรของบ่อสูบที่ดีที่สุด (Optimum volume, V_o) คือ

$$V_o = \frac{Q_f \cdot T}{2.0} \quad \dots\dots\dots (7.3)$$

ในทำนองเดียวกัน ถ้าแทนค่า $Q_f = \frac{Q_p}{2}$ ก็จะได้ระยะเวลาดำสุด (T_{min}) ระหว่างการเปิดสวิตช์เดินเครื่อง คือ

$$T_{min} = \frac{4V}{Q_p} \quad \dots\dots\dots (7.4)$$

ตัวอย่างที่ 7.3

ถ้าอัตราการไหลสูงสุดของน้ำเข้ามาในบ่อพักระบายน้ำเท่ากับ 25.0 ลบ.เมตรต่อชั่วโมง อัตราการสูบของปั๊มที่ใช้ระบายน้ำเท่ากับ 60 ลบ.เมตรต่อชั่วโมง ถ้าต้องการให้ปั๊มทำงานชั่วโมงละไม่เกิน 3 ครั้ง จงกำหนดขนาดต่ำสุดของบ่อสูบ และจงหาว่าแต่ละครั้งปั๊มทำงานนานเท่าใด

วิธีทำ

$$Q_f = 25 \text{ ม}^3/\text{ชม.}, Q_p = 60 \text{ ม}^3/\text{ชม.}, T = \frac{1}{3} \text{ ชั่วโมง}$$

จากสมการที่ 7.1

$$\begin{aligned} V &= \left(1.0 - \frac{Q_f}{Q_p} \right) \cdot Q_f \cdot T \\ &= \left(1.0 - \frac{25}{60} \right) \times 25 \times \frac{1}{3} = 4.86 \text{ ลบ.เมตร} \end{aligned}$$

ดังนั้น ปริมาตรต่ำสุดของบ่อสูบเท่ากับ 4.86 ลบ.เมตร

$$\begin{aligned} \text{ในขณะที่ปั๊มทำงาน อัตราการไหลออกสุทธิจากบ่อสูบ} &= Q_p - Q_f \\ &= 60 - 25 = 35 \text{ ลบ.เมตร/ ชั่วโมง} \end{aligned}$$

$$\text{ระยะเวลาที่ปั๊มทำงานแต่ละครั้ง} = \frac{V}{Q_p - Q_f} = \frac{4.86}{35} \times 60$$

$$\text{ดังนั้น ระยะเวลาที่ปั๊มทำงาน} = 8.33 \text{ นาที}$$

ตัวอย่างที่ 7.4

จากตัวอย่างที่ 7.3 ถ้า $Q_p = 2Q_f$ คืออัตราการสูบของปั๊มเท่ากับ 50 ลบ.เมตรต่อชั่วโมง จงหาปริมาณของบ่อสูบและระยะเวลาที่ปั๊มทำงานแต่ละครั้งถ้ากำหนดว่าต้องการให้ปั๊มทำงานชั่วโมงละ 3 ครั้ง เช่นเดิม

วิธีทำ

$$\begin{aligned} \text{เนื่องจาก} \quad Q_p &= 2Q_f \\ \text{ดังนั้น} \quad V_o &= \frac{Q_f \cdot T}{2.0} = \frac{25 \times 1}{2.0 \times 3} \\ &= 4.17 \text{ ลบ.เมตร} \end{aligned}$$

ในขณะที่ปั๊มทำงาน อัตราการไหลออกสุทธิจากบ่อสูบจะเท่ากับ $Q_p - Q_f$ หรือ 25 ลบ.เมตร/ ชั่วโมง

$$\begin{aligned} \text{ดังนั้น ระยะเวลาที่ปั๊มทำงานแต่ละครั้ง} &= \frac{V}{Q_p - Q_f} \\ &= \frac{4.17}{25} \times 60 \end{aligned}$$

$$\text{ระยะเวลาที่ปั๊มทำงาน} = 10 \text{ นาที}$$

ตัวอย่างที่ 7.5

เกษตรกรต้องการรวบรวมน้ำจากแหล่งน้ำข้างเชิงเขาซึ่งมีอัตราการไหลเท่ากับ 2.5 ลิตร/ วินาที ไปใช้ด้วยการทำถังพักแล้วสูบไปใช้งาน ถ้ากำหนดว่าต้องการให้ปั๊มทำงานด้วยสวิตช์ลุลอยโดยมีการทำงาน ชั่วโมงละไม่เกิน 4 ครั้ง จงกำหนดขนาดของบ่อพักและอัตราการสูบของปั๊มนั้น

วิธีทำ

$$\begin{aligned} Q_f &= 2.5 \text{ ลิตร/ วินาที} \\ &= \frac{2.5 \times 60 \times 60}{1000} = 9.0 \text{ ลบ.เมตร/ ชั่วโมง} \end{aligned}$$

สำหรับขนาดของบ่อสูบที่เหมาะสม

$$\begin{aligned} V_o &= \frac{Q_f \cdot T}{2.0} = \frac{9.0}{2.0} \times \frac{1}{4} \\ &= 1.125 \text{ ลบ.เมตร} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{และ} \quad Q_p &= 2Q_f \\ &= 2 \times 9 = 18.0 \text{ ลบ.เมตร/ ชั่วโมง} \end{aligned}$$

ดังนั้นอัตราการสูบของปั๊มที่เหมาะสมคือ 18.0 ลบ.เมตร/ชั่วโมง

ตัวอย่างที่ 7.6

จงออกแบบบ่อสูบน้ำของระบบระบายน้ำจากข้อมูลที่กำหนดให้ดังนี้

1. ระดับน้ำที่ต้องการควบคุมต้องอยู่ต่ำกว่าระดับผิวดิน 0.75 เมตร
2. อัตราการไหลของน้ำที่ต้องการระบาย 45.0 ลบ.เมตร/ ชั่วโมง
3. อัตราการสูบน้ำของปั๊มที่มีอยู่คือ 110 ลบ.เมตร/ ชั่วโมง ขนาดของท่อดูด 100 มม. และขนาดของปากแตรท่อดูด 150 มม.
4. ต้องการให้ปั๊มทำงานชั่วโมงละไม่เกิน 3 ครั้ง

วิธีทำ

$$Q_f = 45 \text{ ลบ.เมตร/ ชั่วโมง}$$

$$Q_p = 110 \text{ ลบ.เมตร/ ชั่วโมง}$$

$$T = 1/3 \text{ ชั่วโมง}$$

จากสมการที่ 7.1 หาปริมาตรของบ่อสูบน้ำ

$$\begin{aligned} V &= \left(1.0 - \frac{Q_f}{Q_p}\right) \cdot Q_f \cdot T \\ &= \left(1.0 - \frac{45}{110}\right) \times 45 \times \frac{1}{3} \\ &= 8.86 \text{ ลบ.เมตร} \end{aligned}$$

หาความลึกต่ำสุดของปลายท่อดูด

$$\text{พ.ท.หน้าตัดของปากแตร} = \frac{\pi}{4} \left(\frac{150}{1000}\right)^2 = 0.0177 \text{ ตร.เมตร}$$

$$\text{ความเร็วของการไหลผ่านปากแตร} = \frac{Q}{A} = \frac{110}{0.0177 \times 60 \times 60}$$

$$= 1.726 \text{ ม./ วินาที}$$

$$= 1.726 \times 3.28 = 5.66 \text{ ฟุต/ วินาที}$$

$$\text{จากรูปที่ 7.5 ความลึกต่ำสุดของท่อดูด} = 3 \text{ ฟุต} = 0.91 \text{ เมตร}$$

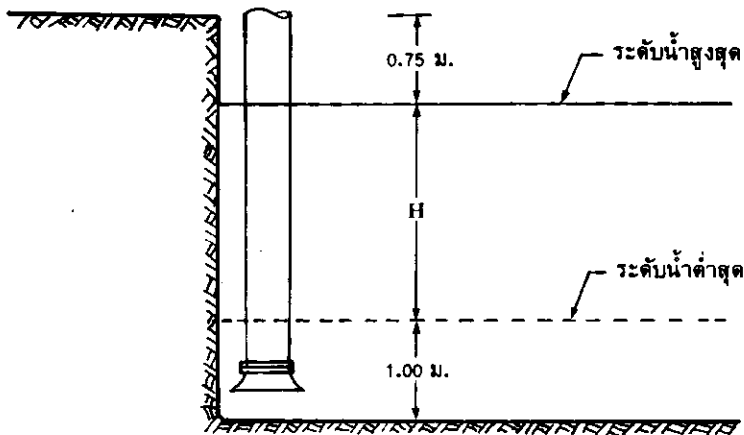
$$\text{ความสูงของปากแตรจากกันบ่อสูบน้ำ (ต่ำสุด)} = \frac{D}{2} = 150/2$$

$$= 75 \text{ มม. หรือ } 0.075 \text{ เมตร (ใช้ } 0.09 \text{ เมตร)}$$

ดังนั้น ความลึกต่ำสุดของพื้นบ่อสูบน้ำจากระดับน้ำต่ำสุด

$$= 0.91 + 0.09 \text{ เมตร}$$

$$= 1.00 \text{ เมตร}$$



$$\begin{aligned}
 \text{ปริมาตรของน้ำที่ต้องสูบออก} &= 8.86 \text{ เมตร} \\
 \text{สมมติว่าใช้ขนาดบ่อ} &= 3.0 \times 3.0 \text{ ตารางเมตร} \\
 \text{ความลึกของน้ำที่ต้องสูบ } H &= \frac{8.86}{9.0} \\
 &= 0.98 \text{ เมตร ใช้ } 1.0 \text{ เมตร}
 \end{aligned}$$

ดังนั้น บ่อสูบจะมีรายละเอียดดังนี้

1. ขนาดของบ่อ กว้าง 3 เมตร ยาว 3 เมตร ลึก 2.75 เมตร
2. ระดับน้ำต่ำสุดอยู่สูงกว่าก้นบ่อ 1.00 เมตร
3. ระดับน้ำสูงสุดอยู่สูงกว่าก้นบ่อ 2.00 เมตร และอยู่ต่ำจากปากบ่อ 0.75 เมตร
4. ปลายท่อดูดอยู่สูงกว่าก้นบ่อ 0.09 เมตร แต่ถ้าทำได้ควรจะให้สูงกว่านี้โดยการลดระดับพื้นบ่อลงอีกเพื่อป้องกันมิให้ตะกอนที่พื้นบ่อไหลตามน้ำเข้าไปในท่อดูดได้ง่าย

แบบฝึกหัด

1. จงหาความกว้าง (S) ความยาว (A) ของบ่อสูบ และความลึกของน้ำต่ำสุดในบ่อสูบ ถ้าบ่อดังกล่าวใช้สูบน้ำด้วยอัตรา
ก. 800 ม³/ ชม. ข. 2000 ม³/ ชม. ค. 15,000 ม³/ ชม.
2. ท่อดูดและปากแตรของปั๊มเครื่องหนึ่งซึ่งใช้สูบน้ำด้วยอัตรา 2800 ลบ.เมตรต่อชั่วโมงเท่ากับ 600 มม. และ 900 มม. ตามลำดับ สมมติว่าระดับน้ำต่ำสุดในบ่อสูบเท่ากับ + 10.00 เมตร จงออกแบบบ่อสูบดังกล่าวนี้ โดยการกำหนดมิติต่าง ๆ ของบ่อและแสดงรายละเอียดในรูป
3. จงกำหนดขนาดของบ่อสูบและอัตราการสูบของปั๊มที่เหมาะสมสำหรับระบายน้ำที่ไหลมาลงบ่อด้วยอัตรา 3.5 ลิตร/ วินาที ถ้ากำหนดให้ปั๊มทำงานชั่วโมงละ 2 ครั้ง และจงหาว่าในแต่ละครั้งปั๊มทำงานนานเท่าใด
4. ระบบระบายน้ำแห่งหนึ่งต้องการระบายน้ำซึ่งไหลมาเข้าบ่อกักด้วยอัตรา 200 ลิตร/วินาที ถ้าปั๊มที่มีอยู่สองเครื่องสามารถสูบน้ำได้เครื่องละ 175.0 ลิตร/วินาที และกำหนดว่าให้ปั๊มทำงานชั่วโมงละ 4 ครั้ง จงหาขนาดของบ่อสูบและระยะเวลาที่ปั๊มทำงานแต่ละครั้ง
5. บ่อสูบแห่งหนึ่งทำหน้าที่รวบรวมน้ำเสียเพื่อสูบส่งต่อไปยังบ่อกำจัดน้ำเสียอีกทอดหนึ่ง สมมติว่าจะมีน้ำไหลมาลงบ่อกักด้วยอัตรา 62 ลูกบาศก์เมตรต่อชั่วโมง จงออกแบบบ่อสูบและขนาดของปั๊มที่จะใช้สมมติว่าต้องการให้ปั๊มทำงานชั่วโมงละ 2 ครั้งและความเร็วของน้ำที่ไหลเข้าปากแตรเท่ากับ 2.10 เมตรต่อวินาที

การติดตั้งปั๊มและอุปกรณ์

ตำแหน่งที่ตั้งของปั๊ม

เพื่อให้ปั๊มทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพและมีอายุการใช้งานยาวนาน ปั๊มควรได้รับการติดตั้งให้อยู่ในสภาพแวดล้อมที่เหมาะสม วางอยู่บนแท่นที่มีความมั่นคงแข็งแรง และต่อเข้ากับต้นกำลังและระบบท่ออย่างถูกต้อง ที่ตั้งของปั๊มที่ติดตั้งอย่างถาวรควรมีคุณสมบัติดังต่อไปนี้ คือ

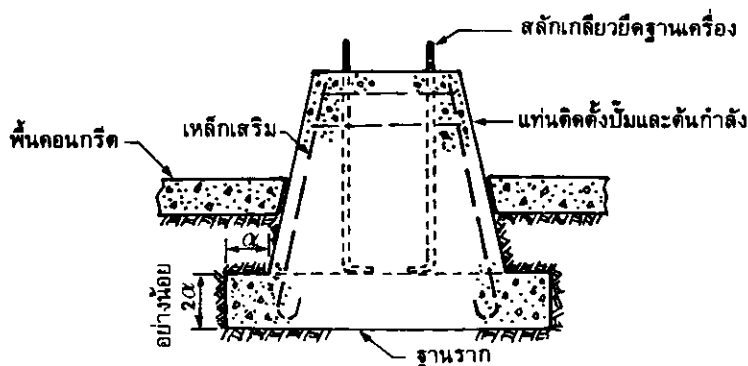
1. สถานที่ติดตั้งปั๊มควรอยู่ในตำแหน่งที่สามารถเข้าไปตรวจสอบ บำรุงรักษา หรือซ่อมแซมได้ง่าย
2. ไม่ตากแดดตากฝน ถ้าเป็นการติดตั้งถาวรควรอยู่ในโรงสุมที่มีอากาศถ่ายเทได้ดี สะอาด ไม่เปียกชื้น และกว้างขวางพอที่จะเข้าไปบำรุงรักษาหรือซ่อมแซมได้ง่าย
3. ปั๊มควรอยู่ใกล้ระดับน้ำหรือของเหลวที่ต้องการจะสูบให้มากที่สุดเท่าที่จะทำได้แต่ต้องแน่ใจว่าอยู่สูงกว่าระดับน้ำสูงสุดในฤดูน้ำหลาก เว้นแต่ว่าปั๊มที่ใช้เป็นแบบปั๊มจุ่ม (Submersible Pump) หรือแบบอื่นซึ่งสามารถตั้งได้ระดับผิวน้ำหรือของเหลวได้

แท่นสำหรับติดตั้งปั๊ม

ปั๊มที่ติดตั้งเป็นการถาวรควรตั้งอยู่บนแท่นที่มั่นคงแข็งแรงไม่สั่นสะเทือนหรือทรุดตัวได้ง่าย ดังนั้นถ้าเป็นแท่นสำหรับติดตั้งปั๊มขนาดใหญ่จึงมักใช้แท่นคอนกรีตซึ่งมีน้ำหนักไม่น้อยกว่า 3 เท่าของปั๊มและต้นกำลังรวมกันในกรณีที่เป็นมอเตอร์ และไม่น้อยกว่า 5 เท่าในกรณีที่ต้นกำลังเป็นเครื่องยนต์ แท่นดังกล่าวจะวางอยู่บนดินแยกต่างหากจากพื้นของโรงสูบ ดังรูปที่ 8.1 ในกรณีที่ดินซึ่งรองรับแท่นปั๊มอ่อนตัวไม่สามารถรองรับน้ำหนักของปั๊มและแท่นได้ก็จำเป็นต้องมีเสาเข็มฐานรากรองรับ

การที่ไม่ทำแท่นปั๊มบนพื้นของโรงสูบโดยตรงมีเหตุผลดังนี้ คือ

1. เพื่อป้องกันมิให้การสั่นสะเทือนของปั๊มถ่ายทอดไปสู่ส่วนอื่นของอาคาร
2. เพื่อป้องกันมิให้ตำแหน่งที่ตั้งของปั๊มและต้นกำลังต้องตกอยู่ใต้อิทธิพลจากการยึดหดตัวของพื้น



รูปที่ 8.1 แท่นสำหรับติดตั้งบีมขนาดใหญ่

3. เพื่อป้องกันมิให้น้ำหนักของบีมและต้นกำลังซึ่งปกติจะหนักมากถ่ายเทน้ำหนักส่วนใหญ่ไปลงที่จุดใดจุดหนึ่งในอาคาร

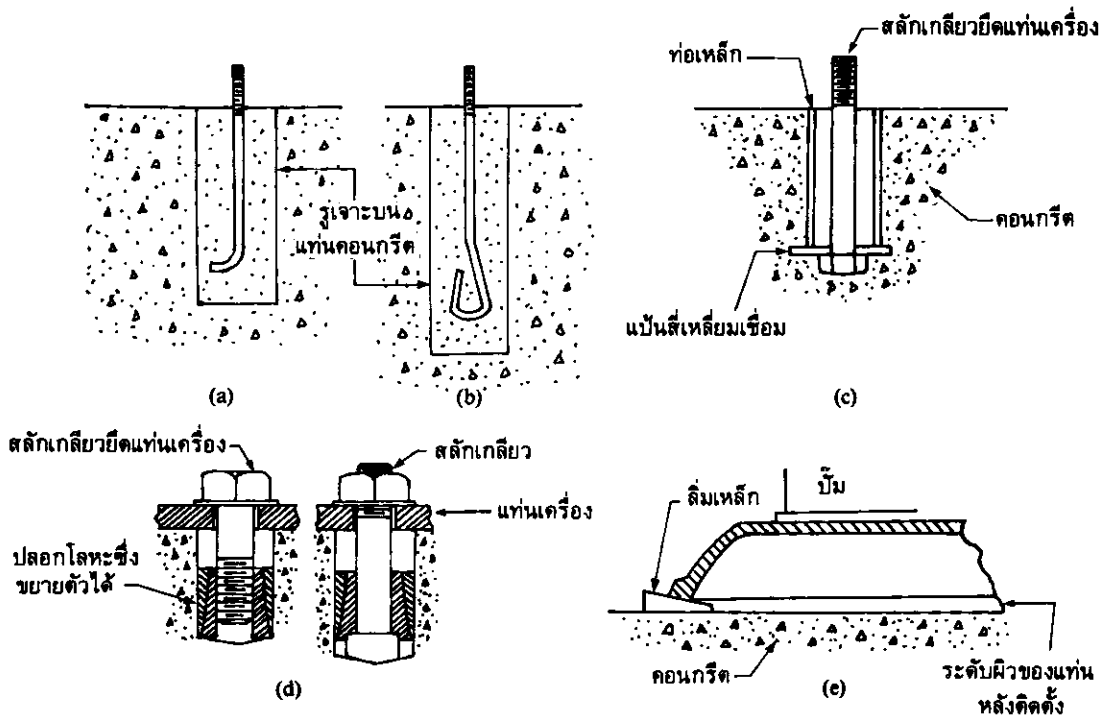
ในกรณีที่ต้องติดตั้งบีมบนพื้นคอนกรีต ควรจะออกแบบให้วางอยู่ในแนวคานที่สามารถรับน้ำหนักของบีมและต้นกำลังได้ และควรมีวัสดุกันสะเทือนรองรับฐานของบีมและต้นกำลังด้วย

การติดตั้งบีมและต้นกำลัง

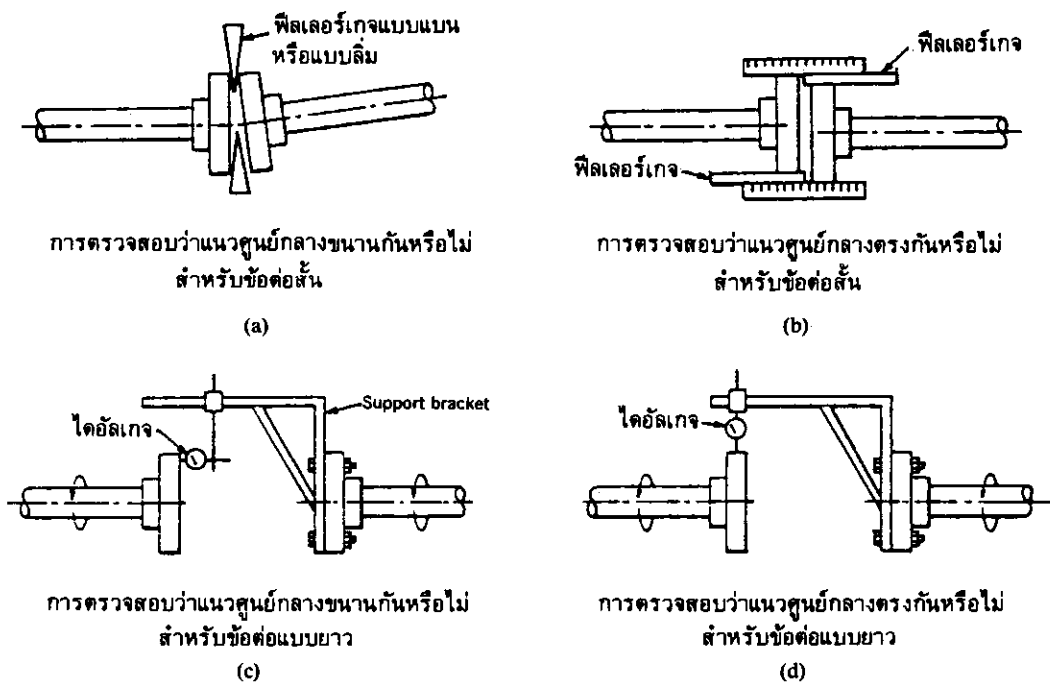
ก่อนที่จะทำการหล่อแท่นคอนกรีตควรกำหนดวิธีการที่จะยึดฐานของบีมและต้นกำลังเข้ากับแท่นคอนกรีตไว้เสียก่อน มิฉะนั้นจะต้องมีการเจาะคอนกรีตเพื่อติดตั้งสลักเกลียว (Bolt) ยึดฐานเครื่องซึ่งจะเสียเวลามาก การติดตั้งสลักเกลียวอาจจะทำได้ 3 วิธีดังแสดงในรูปที่ 8.2

รูปที่ 8.2 (a) และ (b) ใช้สำหรับการติดตั้งในกรณีที่มีได้มีการเตรียมการไว้ล่วงหน้า กล่าวคือต้องมีการเจาะแท่นคอนกรีตให้เสร็จเสียก่อน แล้วจึงนำบีมและต้นกำลังมาวางให้ได้ระดับและได้ศูนย์ คือแนวศูนย์กลางเพลลาของต้นกำลังตรงกับเพลลาของบีมซึ่งทำได้โดยใช้ลิ้มเหล็กดกแทรกเข้าไปใต้ฐานช่วยดังรูปที่ 8.2 (c) เมื่อได้ระดับและได้ศูนย์แล้วก็เทปูนทรายฝังสลักเกลียวซึ่งร้อยไปในรูของฐานเครื่องแล้วให้อยู่ติดแน่นกับแท่นคอนกรีต พร้อมกันนั้นก็อัดปูนทรายเข้าไปใต้ฐานเครื่องซึ่งถูกยกให้สูงขึ้นด้วยลิ้มเหล็กจนเต็มด้วย

สำหรับสลักเกลียวยึดฐานเครื่องและบีมตามรูปที่ 8.2 (c) นั้น เตรียมไว้ก่อนที่จะเทคอนกรีตแท่นบีม อุปกรณ์ชุดนี้ประกอบด้วยสลักเกลียวยาวซึ่งร้อยและเชื่อมหัวให้ติดกับเหล็กแผ่นสี่เหลี่ยมซึ่งโตกว่าท่อเหล็กเล็กน้อย ท่อเหล็กซึ่งมีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางเป็น 3-4 เท่าของสลักเกลียวจะช่วยให้สามารถปรับตำแหน่งของปลายสลักเกลียวให้ตรงกับรูที่ฐานของแท่นเครื่องได้บ้างเล็กน้อย การติดตั้งอุปกรณ์ทั้งชุดนี้ทำในขณะที่เทคอนกรีตหล่อแท่น เมื่อปล่อยให้คอนกรีตแข็งตัวดีแล้วซึ่งควรใช้เวลาไม่น้อยกว่า 7 วันก็นำบีมและต้นกำลังมาติดตั้ง การติดตั้งบีมและต้นกำลังให้ได้ระดับและได้ศูนย์ก็ใช้วิธีตอกลิ้มเหล็กช่วยยกฐานเช่นเดียวกันกับที่ได้อธิบายไปแล้ว เมื่อได้ติดตั้งแล้วก็ใช้ปูนทรายอัดเข้าไปในท่อและใต้ฐานเพื่อให้การติดตั้งมั่นคงและอยู่กับที่



รูปที่ 8.2 การเตรียมสลักเกลียวเพื่อยึดฐานเครื่องเข้ากับแท่นคอนกรีต



รูปที่ 8.3 การใช้ฟีลเลอร์เกจ (Feeler Gage) และไดอัลเกจ (Dial Gage) ตั้งปั๊มและต้นกำลังให้ได้ศูนย์ซึ่งกันและกัน

เช่นนั้นตลอดไป ข้อควรระวังสำหรับการติดตั้งอุปกรณ์ยึดฐานเครื่องวิธีนี้ก็คือ สลักเกลียวแต่ละตัวจะต้องอยู่ในตำแหน่งที่ถูกต้อง มิฉะนั้นจะแก้ไขได้ยากมาก

ในกรณีที่ปั๊มขนาดเล็ก การยึดฐานเครื่องเข้ากับแท่นคอนกรีตอาจใช้สลักเกลียวแบบที่ปลอกซึ่งฝังลงไปในตัวคอนกรีตขยายตัวได้ดังแสดงไว้ในรูปที่ 8.2(d) สลักเกลียวแบบนี้มีจำหน่ายในท้องตลาดและให้ความมั่นคงแข็งแรงมากพอสำหรับปั๊มขนาดเล็ก

สำหรับการติดตั้งให้แนวศูนย์กลางเพลลาของปั๊มและต้นกำลังตรงกันนั้นเป็นสิ่งจำเป็นเพื่อป้องกันมิให้รองรับ (Bearing) สึก ป้องกันการเกิดการสั่นสะเทือนอย่างรุนแรงซึ่งอาจทำให้อายุใช้งานของข้อต่อซึ่งปกติเป็นแบบข้อต่ออ่อน (Flexible Coupling) ที่ใช้ถ่ายเทพลังงานจากต้นกำลังมาสู่ปั๊มลดลงไปมาก การตรวจสอบว่าการติดตั้งปั๊มและต้นกำลังได้ศูนย์หรือไม่อาจจะทำได้โดยใช้ฟีลเลอร์เกจ (Feeler Gage) ไดอัลเกจ (Dial Gage) หรือใช้ไม้บรรทัดตรงธรรมดาก็ได้ดังเช่นในรูปที่ 8.3

รูปที่ 8.3 (a) และ (b) เป็นการแสดงวิธีตรวจสอบว่าเพลลาของปั๊มและต้นกำลังได้ศูนย์กันหรือไม่โดยใช้ฟีลเลอร์เกจ วิธีนี้ใช้ได้ดีสำหรับข้อต่อแบบสัน (Non-spacer type coupling) ในกรณีที่ข้อต่อแบบยาว (Spacer type coupling) การใช้ไดอัลเกจจะให้ความละเอียดถูกต้องสูงกว่ามาก ความเยื้องเบนจากแนวศูนย์กลางระหว่างเพลลาทั้งสองจะต้องไม่สูงกว่าเกณฑ์ที่บริษัทผู้ผลิตกำหนดไว้ ซึ่งโดยทั่ว ๆ ไปจะมีค่าประมาณ 5/100 มม. สำหรับความแตกต่างของระยะระหว่างหน้าจานที่จุดซึ่งมีค่ามากที่สุดกับจุดซึ่งมีค่าน้อยที่สุด (รูปที่ 8.3 a, c) และ 3/100 มม. สำหรับความแตกต่างของแนวศูนย์กลางระหว่างเพลลาทั้งสอง (รูปที่ 8.3 b, d)

หลังจากที่ปูนทรายที่ยึดสลักเกลียวและที่แท่นรองรับปั๊มแข็งตัวดีแล้วก็ขันแป้นเกลียวยึดฐานปั๊มและมอเตอร์ให้แน่น และตรวจสอบการได้ศูนย์อีกครั้ง ถ้ายังสูงกว่าเกณฑ์ที่กำหนดให้อยู่ก็อาจจะใช้วิธีหนุนฐานด้วยแผ่นโลหะบาง ๆ จนอยู่ในเกณฑ์ที่กำหนดไว้ การตรวจสอบดังกล่าวนี้ควรทำเป็นระยะ ๆ หลังจากใช้งานไปแล้ว ทั้งนี้เพราะว่าบางครั้งน้ำหนักของท่อดูด ท่อส่งและการขยายตัวของท่อโลหะอาจจะทำให้เสียศูนย์อีกได้ซึ่งปั๊มจะแสดงอาการสั่นหรือมีเสียงดังกว่าปกติขึ้น อย่างไรก็ตาม สาเหตุดังกล่าวอาจจะป้องกันได้โดยการทำเสาหรือแท่นรองรับน้ำหนักของท่อดูดท่อส่งโดยตรง และจัดให้มีท่ออ่อนต่อในช่วงบริเวณใกล้เคียงกับปั๊มเพื่อป้องกันแรงกดที่เกิดขึ้นจากการขยายตัวของท่อ

การสั่นสะเทือนและเสียงจากปั๊ม

ปั๊มและระบบสูบน้ำที่ได้รับการออกแบบและติดตั้งอย่างถูกต้องย่อมทำงานโดยไม่ก่อให้เกิดความรำคาญจากการสั่นสะเทือนและเสียงดังแก่ผู้ปฏิบัติงานที่อยู่ใกล้ ๆ ดังนั้นเมื่อพบว่าปั๊มที่ติดตั้งใหม่หรือที่ใช้งานมานานแล้วมีอาการดังกล่าวนั้นก็จำเป็นต้องตรวจสอบหาสาเหตุและทางแก้ไข ทั้งนี้เพราะบางครั้งเสียงและการสั่นสะเทือนที่เกิดขึ้นนั้นเป็นสัญญาณแจ้งให้ทราบถึงความเสียหายรุนแรงที่จะตามมา

ก. การสั่นสะเทือน การสั่นสะเทือนที่ผิดปกติของปั๊มอาจมีสาเหตุมาจากรองรับ (Bearing) ขรุขระหรือเพลลาของต้นกำลังและปั๊มไม่ได้ศูนย์ซึ่งกันและกัน เมื่อพบว่าปั๊มมีอาการสั่นสะเทือนผิดปกติควรตรวจสอบ

การได้ศูนย์ทันทีหลังจากหยุดเดินเครื่อง และตรวจสอบอีกครั้งเมื่อเครื่องเย็นเพื่อหาผลกระทบที่เนื่องมาจากการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิ

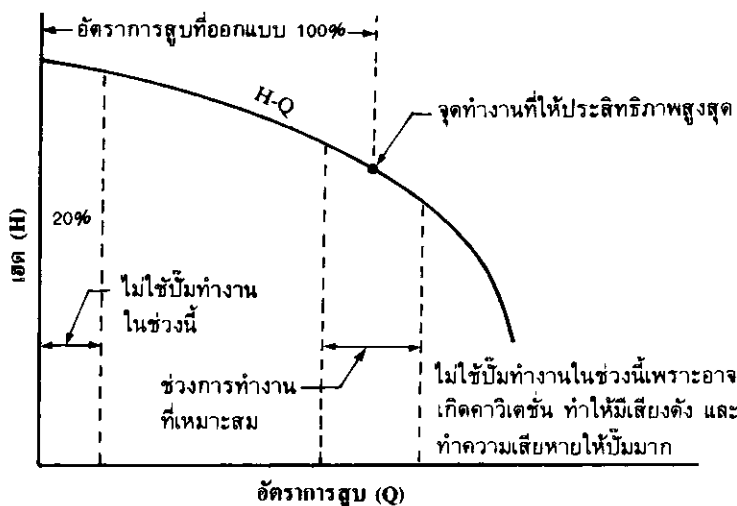
จุดอื่น ๆ ที่อาจเป็นสาเหตุให้ปั๊มสั่นและควรจะได้รับการตรวจสอบด้วย คือ

1. เพลาของปั๊มหรือคันทันกำลังคด การตรวจสอบดังกล่าวนี้อาจทำได้โดยใช้ไดอัลเกจ (Dial Gage)
2. ข้อต่อระหว่างปั๊มกับคันทันกำลัง (Coupling) ขรุขระหรือสึก ถ้าเป็นข้อต่อขนาดใหญ่ควรตรวจสอบการได้ศูนย์ของข้อต่อเองด้วย
3. ใบพัดของปั๊มขรุขระ หรือมีสิ่งแปลกปลอมเข้าไปอุดกั้นระหว่างครีบบใบพัด
4. ตรวจสอบการสั่นสะเทือนของท่อ เนื่องจากอุปกรณ์ยึดหรือรองรับน้ำหนักของท่ออาจจะคลายตัว ทำให้ท่อสั่นสะเทือนแล้วถ่ายเทมาสู่ปั๊ม
5. ตรวจสอบสภาพทางกลศาสตร์ของท่อดูด เช่น สภาพการทำงานนั้นมี NPSH_a พอหรือไม่ มีวังน้ำวน (Vortex) เกิดขึ้น หรือมีการดูดเอาอากาศเข้าไปในท่อดูดหรือไม่

ข. การเกิดเสียงดัง เสียงที่เกิดจากการทำงานของปั๊มอาจจะทำให้น้อยลงได้โดยการเลือกใช้ปั๊มให้เหมาะสมกับสภาพการทำงาน สาเหตุสำคัญที่ปั๊มมีเสียงดังขณะทำงานอาจแบ่งออกเป็น 2 ประเภท คือ สาเหตุทางกลศาสตร์และสาเหตุทางกลศาสตร์

1. สาเหตุทางกลศาสตร์ที่ก่อให้เกิดเสียงนั้นได้แก่ ความปั่นป่วนของการไหลในปั๊ม คาวิตชัน และขนาดของใบพัดไม่เหมาะสมกับขนาดของเรือนปั๊ม

ความปั่นป่วนของการไหลภายในปั๊มจะเกิดขึ้นมากเมื่อให้ปั๊มทำงานที่อัตราการสูบหรือเฮดต่างจากจุดที่ให้ประสิทธิภาพสูงสุดมาก การใช้งานในลักษณะดังกล่าวนี้จะทำให้มีการเสียพลังงานเนื่องจากความปั่นป่วนภายในและทำให้มีเสียงดังเกิดขึ้น ดังนั้นควรจะให้ปั๊มทำงานในช่วงที่เหมาะสมดังแสดงไว้ในรูปที่ 8.4 และไม่ควรให้ทำงานที่อัตราการสูบต่ำกว่า 20% ของอัตราการสูบที่จะให้ประสิทธิภาพสูงสุด



รูปที่ 8.4 ช่วงการทำงานที่เหมาะสมของปั๊มเซนตริฟูกอล

การเกิดคาวิเทชันจะทำให้มีเสียงดังและทำความเสียหายให้แก่ปั๊มมาก ดังนั้นไม่ควรใช้ปั๊มทำงานในสภาพที่อาจเป็นสาเหตุให้เกิดคาวิเทชัน และควรระวังป้องกันไว้ก่อนโดยติดตั้งให้ $NPSH_d$ สูงกว่าที่ต้องการสำหรับปั๊มนั้นอยู่ตลอดเวลา

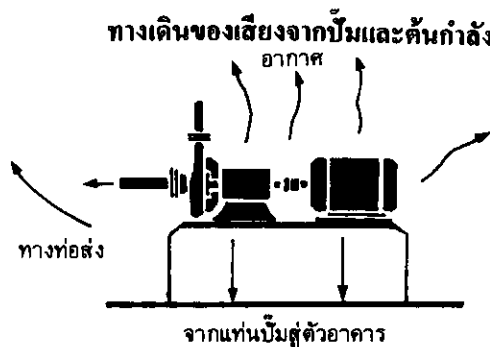
ความปั่นป่วนภายในปั๊มและเสียงที่เกิดขึ้นอาจมีสาเหตุมาจากขนาดของใบพัดโตเกินไปสำหรับเรือนปั๊มนั้น รัศมีของใบพัดสูงสุดที่ใช้ได้ควรมีค่าไม่เกิน 85 เปอร์เซ็นต์ของระยะทางจากศูนย์กลางของใบพัดถึงดินของเรือนปั๊ม (Tongue of the Casing)

2. สาเหตุทางกลศาสตร์ที่ทำให้เกิดเสียงนั้นได้แก่เพลลาของใบพัดและคันท้าถังไม่ได้ศูนย์ซึ่งกันและกัน ดังรูปที่ 8.5 และน้ำหนักของใบพัดไม่สมดุลย์ ทั้งสองสาเหตุนี้อาจจะทำให้ปั๊มแสดงอาการสั่นได้ด้วยการแก้ไขที่มีสาเหตุมาจากอย่างแรกนั้นทำได้โดยการตั้งศูนย์ใหม่ ส่วนสาเหตุหลังอาจเนื่องมาจากใบพัดชำรุดหรือมีสิ่งแปลกปลอมเข้าไปอุดตัน หรือผู้ผลิตมีการควบคุมคุณภาพไม่ดี ไม่ได้มีการทดสอบการสมดุลย์ของใบพัดมาก่อน



ติดตั้งให้ได้ศูนย์ภายใน 0.05 มม. ทั้งสี่มุม

รูปที่ 8.5 ลักษณะของการเกิดเสียงอันเนื่องมาจากเพลลาของคันท้าถังและของปั๊มไม่ได้ศูนย์ซึ่งกันและกัน

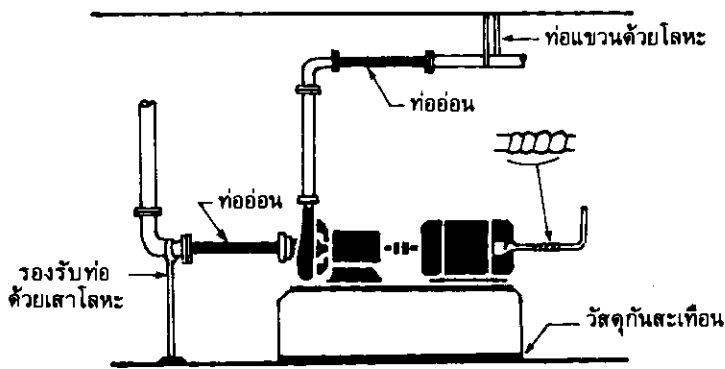


รูปที่ 8.6 ทางเดินของเสียงจากปั๊มและคันท้าถังซึ่งประกอบด้วยการเดินทางผ่านอากาศ ผ่านท่อดูดและท่อส่ง และถ่ายเทจากแท่นปั๊มสู่อาคาร

ระดับเสียงที่เกิดขึ้นจากปั๊มอาจจะทำให้ลดน้อยลงได้โดยการควบคุมสื่อที่เป็นตัวนำเสียงเหล่านั้น คือ ทางอากาศ ทางท่อ และผ่านตัวอาคาร ดังรูปที่ 8.6 สำหรับการควบคุมเสียงที่ส่งผ่านมาทางอากาศนั้นทำได้ โดยการติดตั้งวัสดุที่ไม่สะท้อนเสียงในห้องที่ติดตั้งปั๊ม วิธีนี้จะได้ผลดีเมื่อห้องที่ติดตั้งปั๊มนั้นอยู่ไกลออกไปจากห้องอื่น

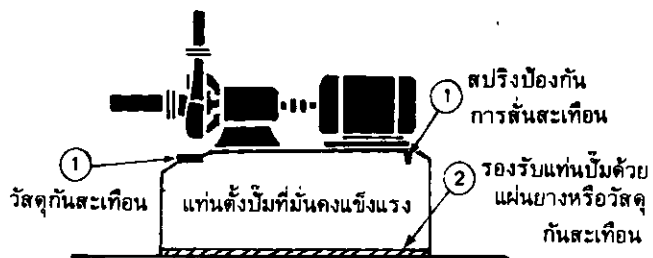
สำหรับเสียงที่เดินทางผ่านท่อและตัวอาคารนั้นอาจควบคุมได้โดย

- 1) จำกัดความเร็วของของเหลวในท่อให้น้อยกว่า 2 เมตร/วินาที
- 2) ใช้ท่ออ่อนช่วงสั้น ๆ เชื่อมต่อระหว่างท่อส่งในบริเวณใกล้เคียงกับปั๊มกับส่วนที่ส่งผ่านออกไปสู่อาคาร เพื่อให้ท่ออ่อนนั้นเป็นตัวสกัดเสียงจากปั๊ม ดังรูปที่ 8.7
- 3) หลีกเลี่ยงการเปลี่ยนแปลงขนาดหน้าตัดท่ออย่างกะทันหัน
- 4) ใช้วัสดุกันสะเทือนรองฐานเครื่องสำหรับปั๊มขนาดเล็ก ดังรูปที่ 8.8 ถ้าเป็นปั๊มขนาดใหญ่ให้ใช้วิธีแยกแท่นคอนกรีตออกจากพื้นของอาคาร ดังรูปที่ 8.1



รูปที่ 8.7 วิธีป้องกันเสียงเดินทางผ่านทางท่อชุดและท่อส่ง ทำได้โดยการใช้ท่ออ่อนช่วงสั้น ๆ ต่อระหว่างตัวปั๊มกับท่อชุดและท่อส่ง และวัสดุกันสะเทือนรองรับแท่นปั๊ม

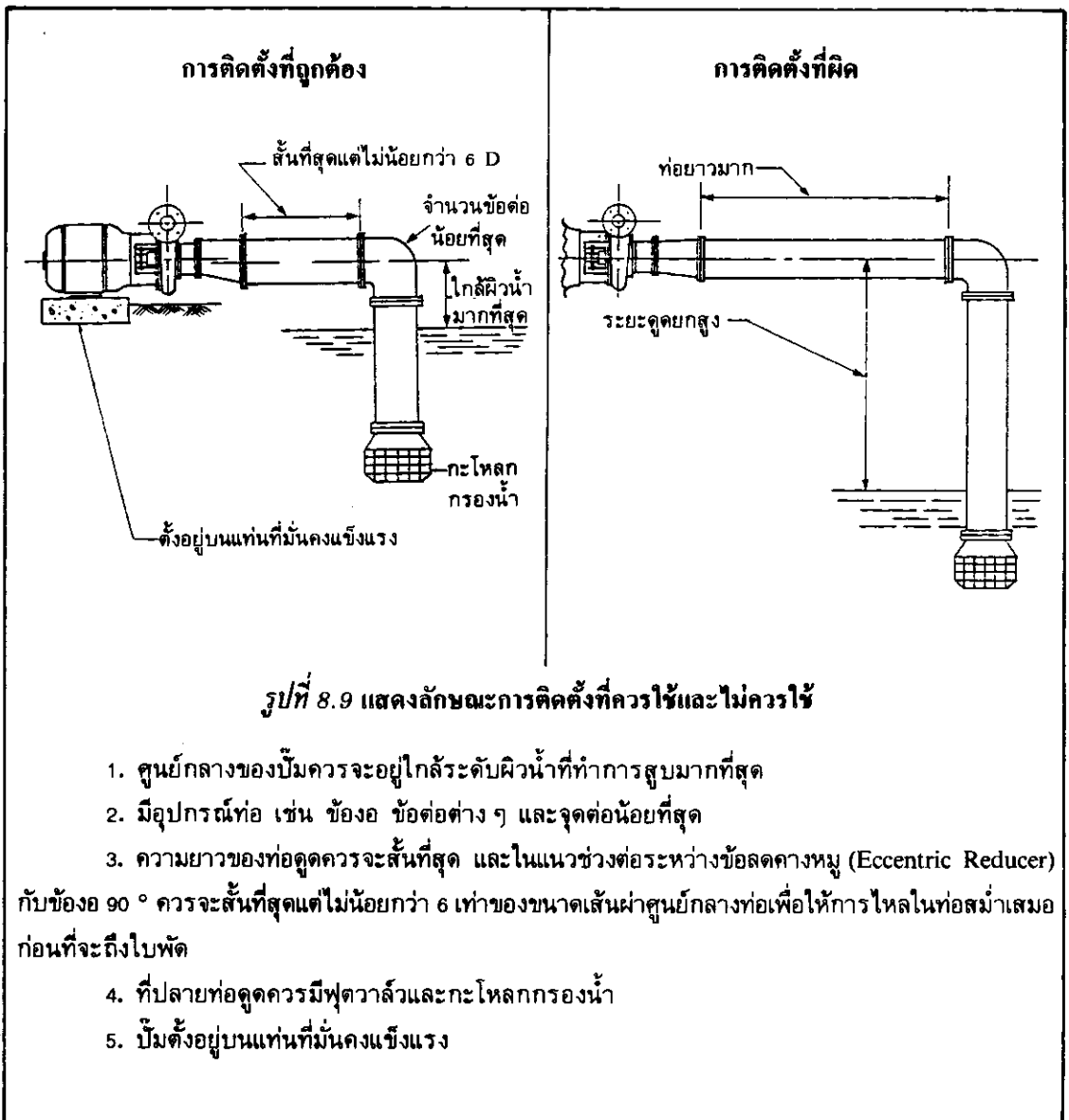
- ① ตำแหน่งที่ติดตั้งวัสดุกันสะเทือนสำหรับปั๊มขนาดเล็ก
- ② ตำแหน่งที่ติดตั้งวัสดุกันสะเทือนสำหรับปั๊มขนาดใหญ่

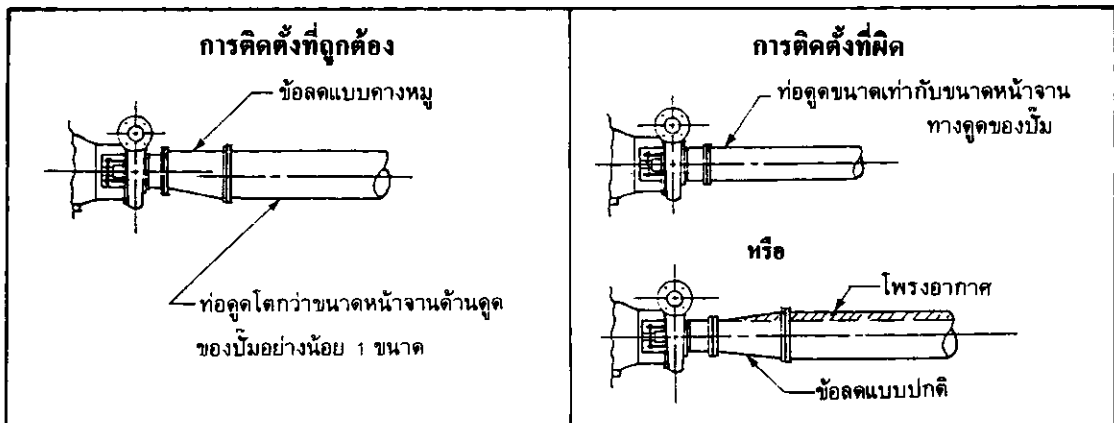


รูปที่ 8.8 วิธีป้องกันเสียงถ่ายเทจากแท่นปั๊มสู่อาคารซึ่งทำโดยการรองฐานเครื่องด้วยสปริงในกรณีที่เป็นปั๊มขนาดเล็ก และรองด้วยวัสดุกันสะเทือนถ้าเป็นปั๊มขนาดใหญ่

การติดตั้งท่อดูดและอุปกรณ์

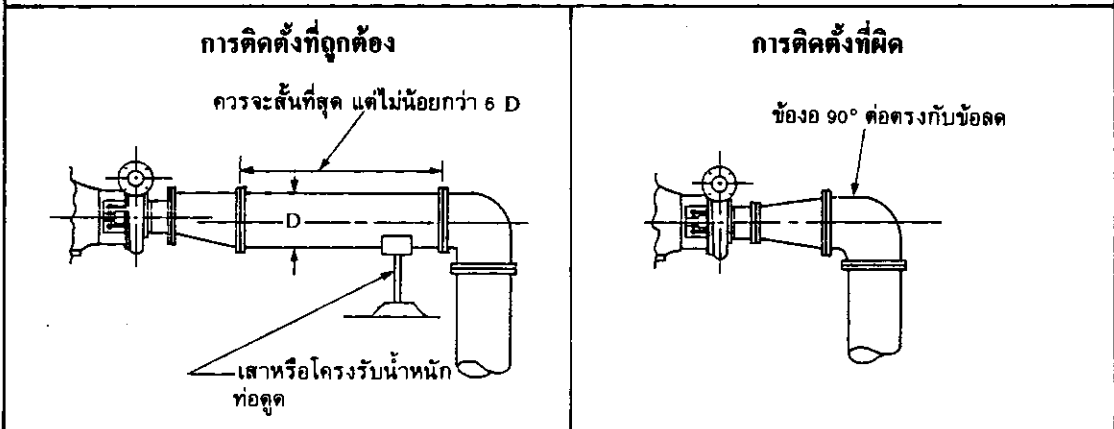
สิ่งที่จะต้องพิจารณาในการติดตั้งท่อดูดและอุปกรณ์สำหรับปั๊มแบบเซนตริฟูกอลซึ่งมีแกนของเพลลาอยู่ในแนวราบและหน้าจานทางด้านดูดของปั๊มอยู่ด้านตรงข้ามกับมอเตอร์หรือต้นกำลัง (Horizontal End Suction Centrifugal Pumps) แสดงไว้ในรูปที่ 8.9 ถึง 8.24 สำหรับปั๊มแบบอื่นที่มีการติดตั้งคล้ายคลึงกันก็อาจจะใช้หลักการที่ให้ไว้นี้ได้





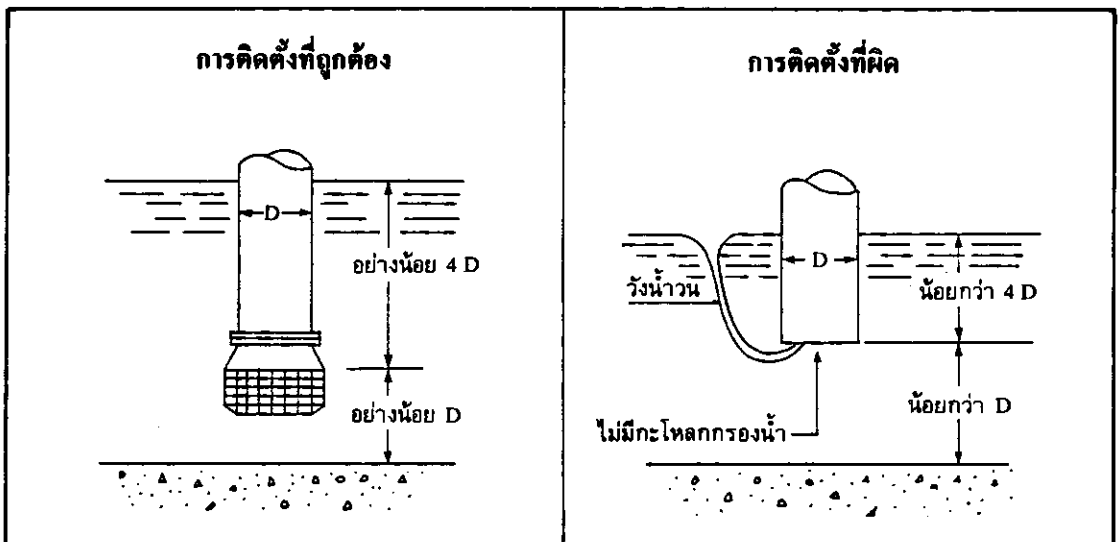
รูปที่ 8.10 แสดงขนาดของหัวดูดที่ควรใช้และไม่ควรใช้

1. หัวดูดควรจะโตกว่าขนาดหน้างานด้านดูดของปั๊ม อย่างน้อยก็เท่ากับขนาดที่โตกว่าถัดไปจากขนาดหน้างาน ไม่ใช่หัวดูดขนาดเดียวกันหรือเล็กกว่าขนาดหน้างานด้านดูด
2. ข้อลดระหว่างหน้างานด้านดูดกับหัวดูดซึ่งโตกว่าควรจะเป็นข้อลดแบบคางหมู (Eccentric Reducer) ไม่ใช่ข้อลดแบบปกติ (Concentric Reducer) เพราะจะทำให้เกิดโพรงอากาศขึ้นในท่อ



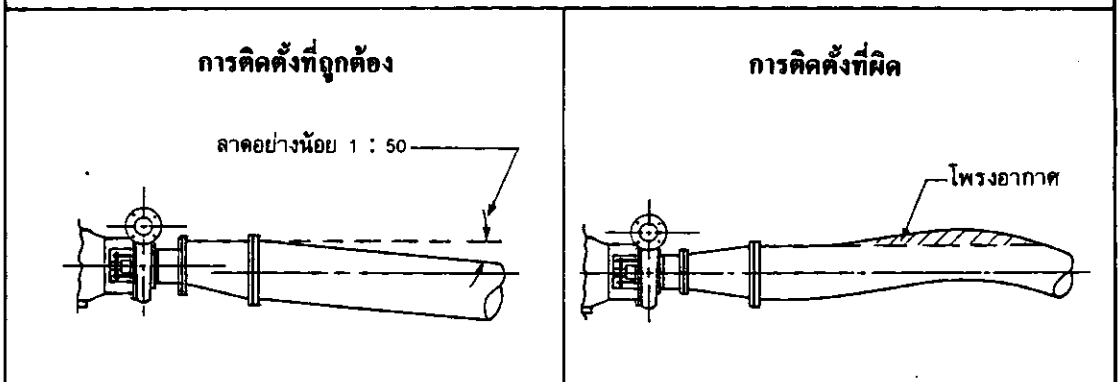
รูปที่ 8.11 แสดงการติดตั้งที่ใช้อุปกรณ์น้อยที่สุด

1. ช่วงต่อระหว่างข้อลดคางหมูกับข้องอ 90° ควรจะสั้นที่สุด แต่ไม่น้อยกว่า 6 เท่าของขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางเพื่อให้การไหลในท่อน้ำสม่ำเสมอจนถึงใบพัด ไม่แนะนำให้ใช้ข้อลดธรรมดาหรือข้องอ 90° ต่อตรงเข้ากับข้อลดไม่ว่าจะเป็นข้อลดแบบคางหมูหรือข้อลดธรรมดา เพราะน้ำที่ไหลไปถึงใบพัดจะยังไม่สม่ำเสมอ ทำให้ประสิทธิภาพการทำงานของปั๊มต้องเสียไป
2. จะต้องมียึดเสาหรือโครงรับน้ำหนักของหัวดูดที่แข็งแรงพอเพื่อป้องกันมิให้เกิดแรงกดบนหน้างานด้านดูดของปั๊มมากเกินไป
3. ข้องอที่ใช้กับหัวดูดควรเป็นประเภทมีรัศมีโต (Long Radius Elbow) เพื่อลดการสูญเสียพลังงานในหัวดูด



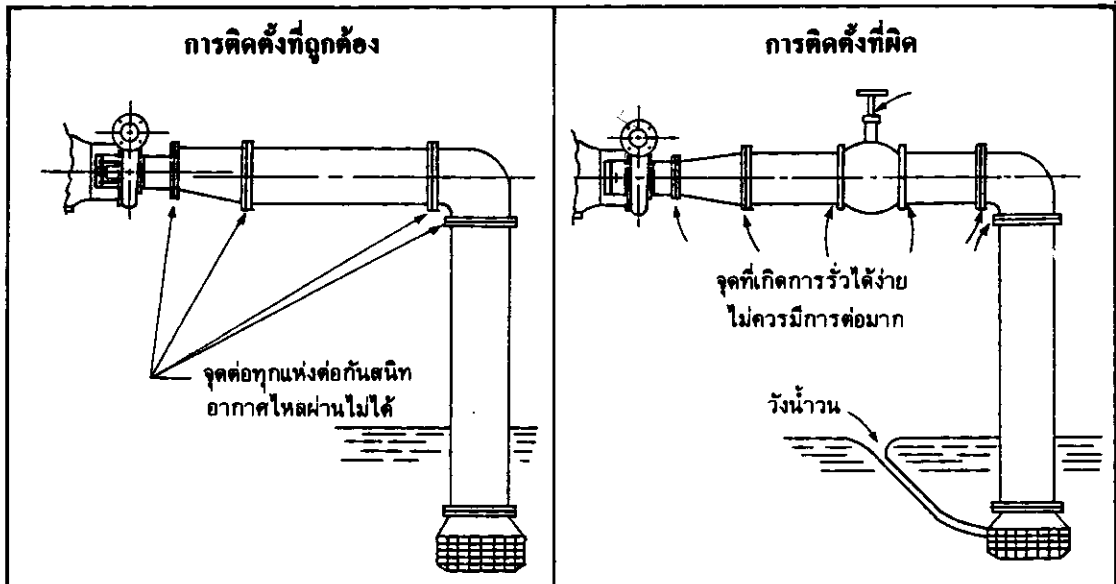
รูปที่ 8.12 แสดงอุปกรณ์และความลึกของปลายท่อดูดจากผิวน้ำ

1. ปลายท่อดูดควรจะมีฟุตวาล์วและกะโหลกกรองน้ำเพื่อป้องกันสิ่งแปลกปลอมเข้าไปอุดตันในใบพัด ถ้ามีกังไม้ใบหญ้าลอยมากับน้ำมากควรจะมีตะแกรงกรองอยู่หน้าบ่อสูบเสียขั้นหนึ่งก่อน อาจมีตะแกรงกรองน้ำในบ่อสูบอีกถ้าจำเป็น ไม่ควรใช้ท่อดูดที่ไม่มีฟุตวาล์วและกะโหลกกรองน้ำ
2. ปลายท่อดูดไม่รวมกะโหลกกรองน้ำและฟุตวาล์วจะต้องอยู่ต่ำจากผิวน้ำไม่น้อยกว่า 4 เท่าของขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของท่อ และอยู่สูงจากพื้นบ่อสูบไม่น้อยกว่าขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของท่อดูด
3. ถ้าปลายท่อดูดจำเป็นต้องอยู่ใกล้กับพื้นบ่อสูบ พื้นบ่อควรเป็นพื้นคอนกรีตเพื่อป้องกันมิให้ตะกอนทรายหลุดตามน้ำเข้าไปในท่อดูดและทำความเสียหายให้กับใบพัดได้



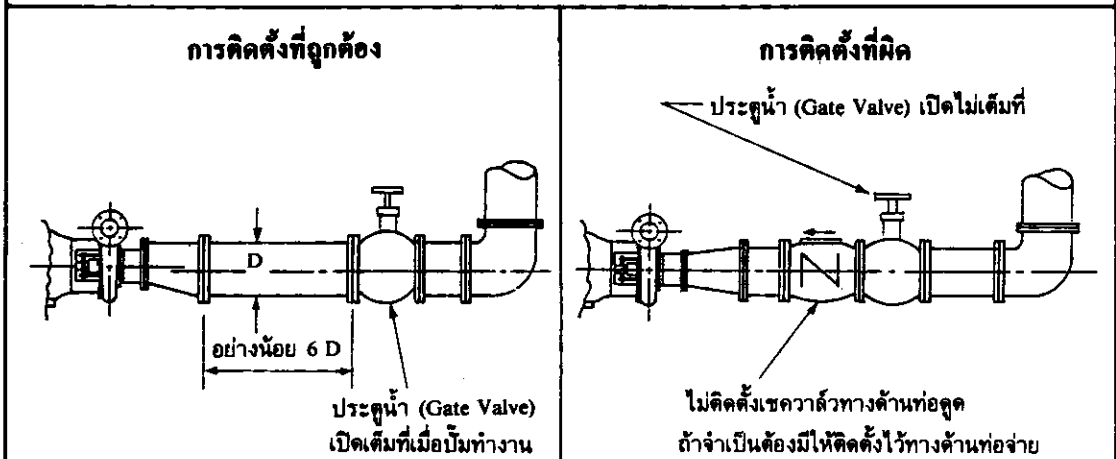
รูปที่ 8.13 แสดงการให้ระดับของท่อดูด

ท่อดูดควรจะมีขนาดลาดเทจากข้อลดทางหมุนมาในอัตราส่วน 2 เซนติเมตรต่อความยาวของท่อ 1 เมตร หรือมีความลาดเทประมาณ 1:50 เพื่อป้องกันการเกิดโพรงอากาศ ไม่วางท่อดูดให้มีความลาดเทไปหาบิ๊ม หรือท่อดูดที่งอโค้งซึ่งอาจทำให้เกิดโพรงอากาศได้ง่าย



รูปที่ 8.14 แสดงตำแหน่งที่อาจจะรั่วในท่อดูด

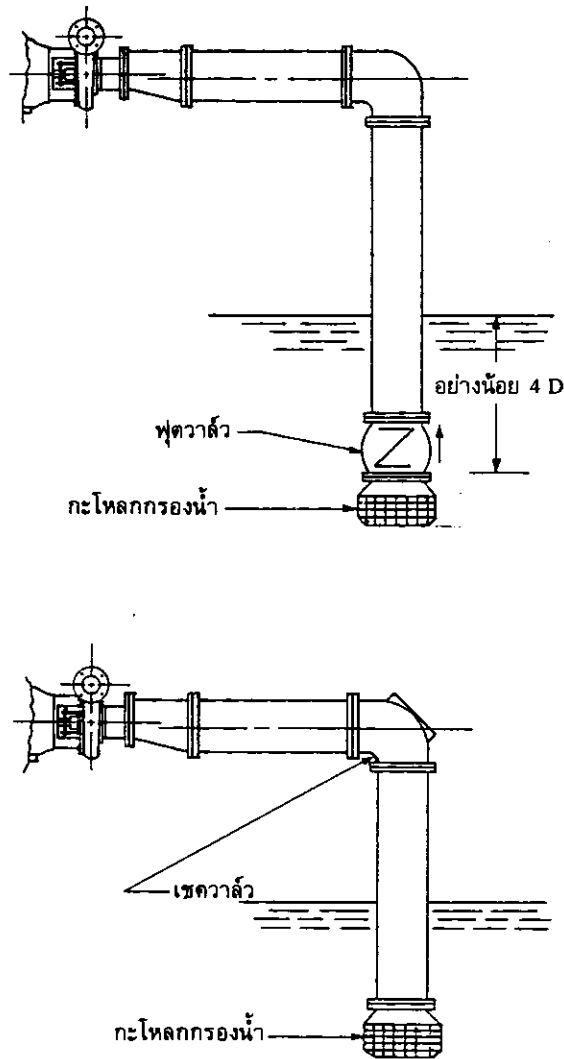
อุปกรณ์ต่าง ๆ ทางท่อดูดควรมีน้อยที่สุดเท่าที่จำเป็น เพราะยังมีอุปกรณ์มากโอกาสที่จะเกิดการรั่วตามช่วงต่อในท่อดูดก็จะยิ่งมากขึ้น ข้อต่อต่าง ๆ จะต้องกันสนิมไม่มีการรั่วเมื่อความดันภายในท่อเป็นสูญญากาศ อุปกรณ์เช่นประตุน้ำวนนอกจากจะทำให้มีการสูญเสียพลังงานในท่อดูดซึ่งเป็นสิ่งที่ไม่พึงประสงค์อย่างมากแล้ว ยังเปิดโอกาสให้มีการรั่วได้มากขึ้นอีกด้วย



รูปที่ 8.15 อุปกรณ์ท่อดูดในกรณีของเหลวอยู่สูงกว่าศูนย์กลางของปั๊ม (Suction Head)

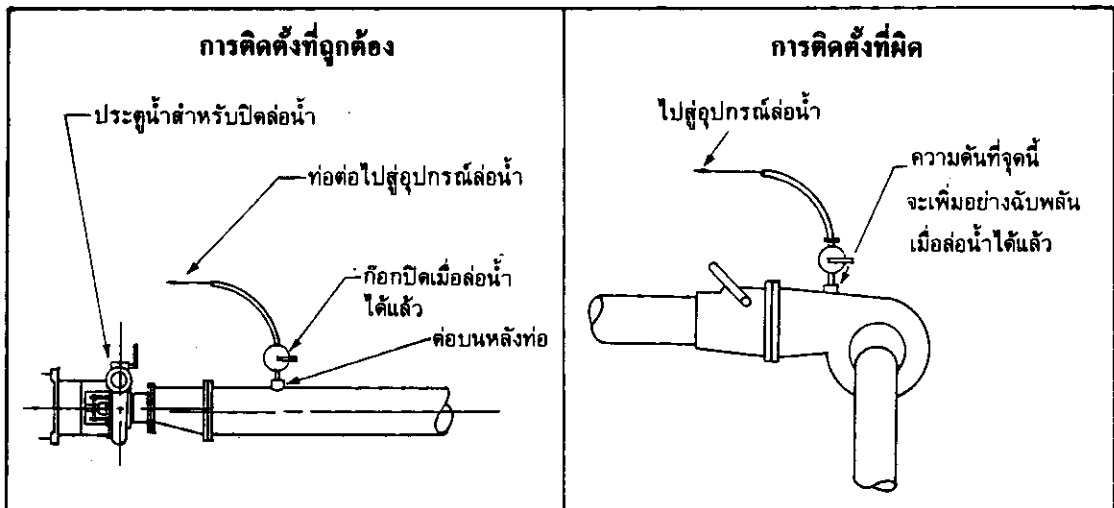
ปกติแล้วไม่ควรจะมีประตุน้ำ เช่น Gate Valve อยู่ทางด้านท่อดูด ทั้งนี้ยกเว้นแต่ว่าระดับของน้ำหรือของเหลวที่จะสูบอยู่สูงกว่าศูนย์กลางของปั๊มก็อาจจะมีประตุน้ำได้ แต่ที่ตั้งของประตุน้ำดังกล่าวจะต้องอยู่ห่างจากข้อลดทางหมุนไม่น้อยกว่า 6 เท่าของขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของท่อดูด และจะต้องเปิดจนสุดเมื่อปั๊มทำงาน ไม่ควรใส่เขวาล์วในท่อดูด ถ้าต้องการจะใส่ควรใส่ทางด้านท่อจ่าย

การติดตั้งที่ถูกต้อง



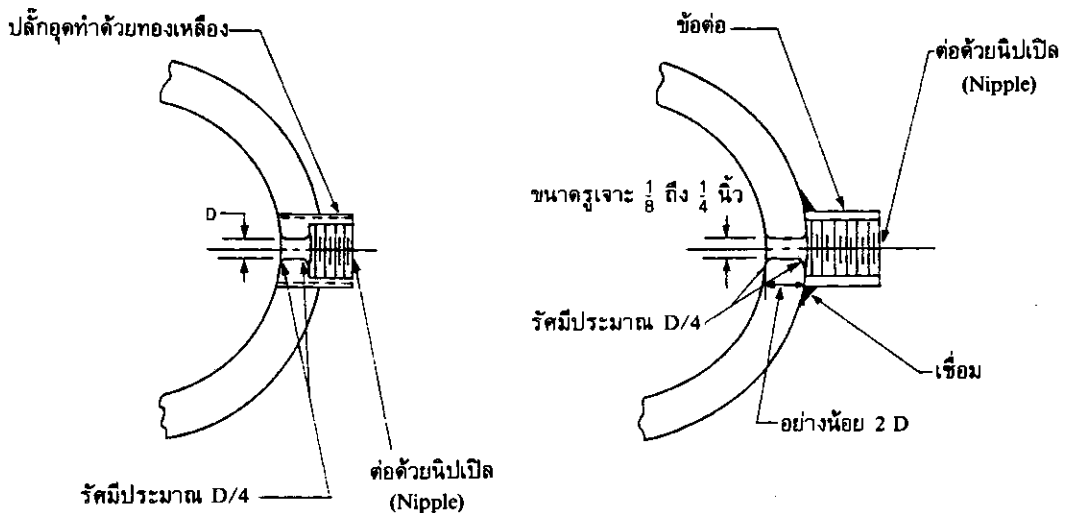
รูปที่ 8.18 แสดงอุปกรณ์ที่ควรติดตั้ง

อุปกรณ์ทางท่อชุดที่ควรมีคือฟุตวาล์วซึ่งอาจอยู่ที่ปลายท่อชุด หรือเชควาล์วที่ข้องอ 90° ก็ได้ อุปกรณ์ทั้งสองแบบนี้จะช่วยกับรักษาน้ำไว้ในเรือนปั๊มและท่อชุด ทำให้ไม่ต้องเติมน้ำใหม่ทุกครั้งที่เดินเครื่อง



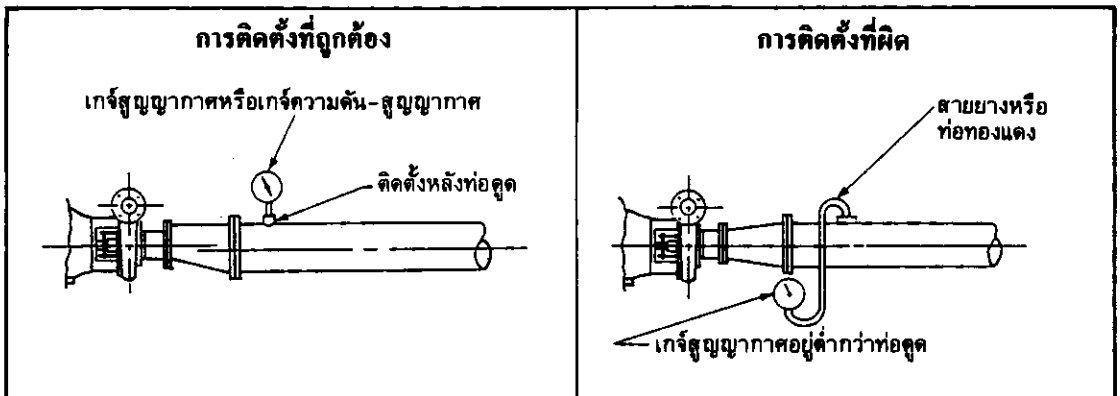
รูปที่ 8.17 แสดงการติดตั้งท่อสูดอากาศเพื่อล่อน้ำ

ในกรณีที่มีการล่อน้ำ (Priming) ทำโดยการใช้สูญญากาศจากอุปกรณ์ที่ติดตั้งกับท่อไอเสียของเครื่องยนต์ (Exhaust Primer) ท่อสูญญากาศควรจะต้องเข้ากับท่อดูดของปั๊มทางด้านบนโดยมีประตุน้ำตัวเล็ก ๆ เป็นตัวคอยควบคุม จะไม่ต่อท่อสูญญากาศเข้ากับทางด้านจ่ายของเรือนปั๊มหรือท่อจ่าย เพราะหลังจากปั๊มเริ่มทำงานแล้วความดันจะเพิ่มขึ้นมาก น้ำอาจจะไหลเข้าไปในท่อไอเสียของเครื่องยนต์ได้



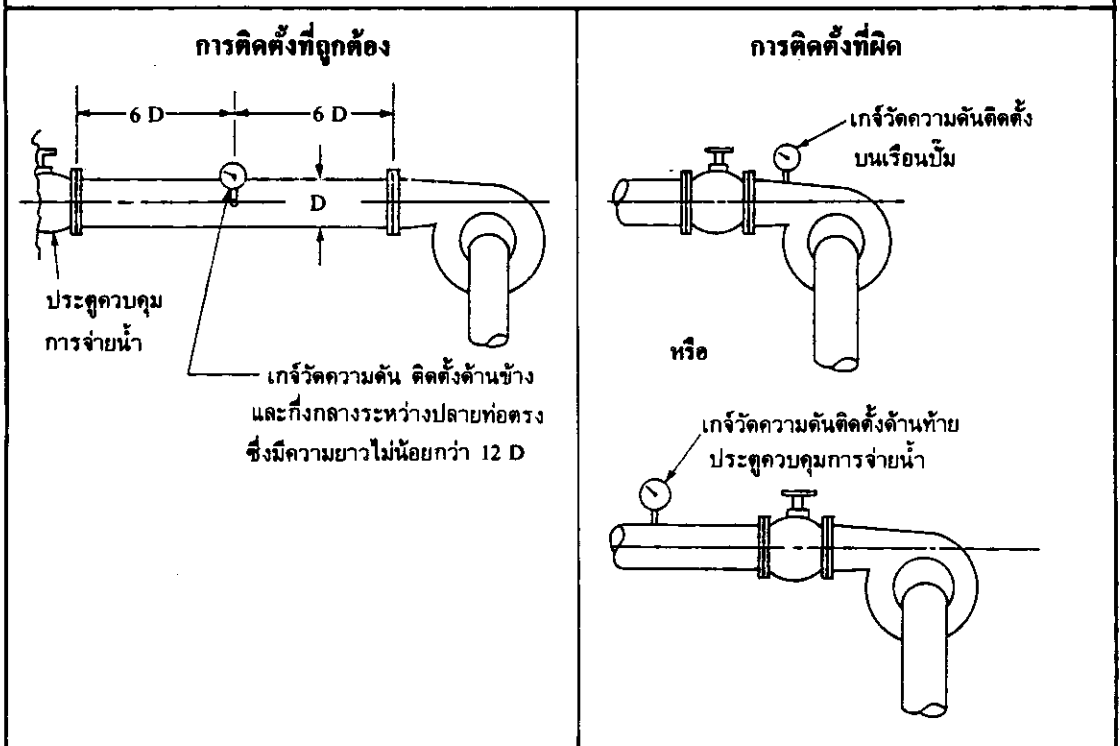
รูปที่ 8.18 แสดงการเตรียมรูสำหรับติดตั้งเก้จวัดความดัน

รายละเอียดสำหรับรูติดตั้งเก้จวัดความดัน หรือเก้จสูญญากาศแสดงไว้ในรูป



รูปที่ 8.19 แสดงการติดตั้งเกจสุญญากาศทางท่อชุด

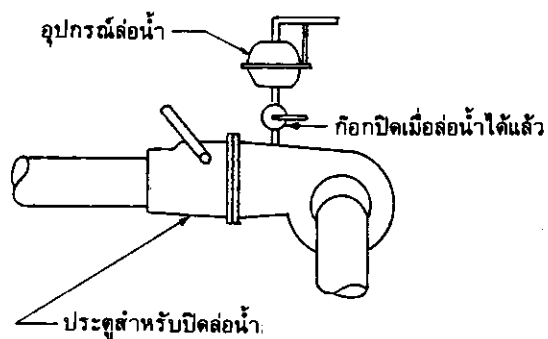
การติดตั้งเกจสุญญากาศ หรือเกจความดัน-สุญญากาศ ควรจะติดตั้งอยู่ด้านบนของท่อชุด ไม่ควรมีสายยางหรือท่อทองแดงต่อให้มาอยู่ต่ำกว่าท่อชุด



รูปที่ 8.20 แสดงการติดตั้งเกจวัดความดันทางท่อส่ง

ตำแหน่งที่ติดตั้งเกจวัดความดันควรจะอยู่ด้านข้างในแนวศูนย์กลางของท่อส่งโดยมีระยะห่างจากหน้าจานทางจ่ายของบีม และอยู่หน้าประตุน้ำทางด้านจ่ายไม่น้อยกว่า 6 เท่าของขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของท่อ ไม่ควรติดตั้งบนเรือนบีม (Casing) หรือทางด้านหลังของประตุน้ำ

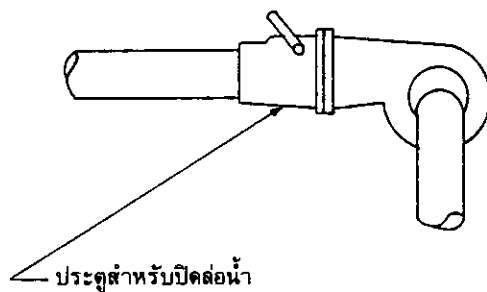
การติดตั้งที่ถูกต้อง



รูปที่ 8.21 แสดงการติดตั้งอุปกรณ์สูบน้ำ (Primer)

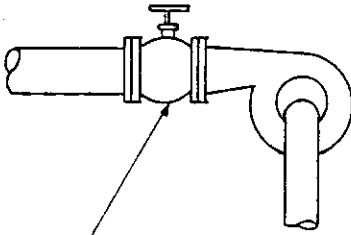
อุปกรณ์สูบน้ำ (Primer) ซึ่งจะทำให้เกิดสุญญากาศขึ้นในห้องสูบจะติดตั้งไว้ที่เรือนปั๊มทางด้านจ่าย โดยมีประตุน้ำ (Discharge Priming Valve) ปิดกั้นไม่ให้อากาศรั่วเข้ามาในห้องสูบ การสูบน้ำทำก่อนที่จะเดินเครื่องสูบน้ำ

การติดตั้งที่ถูกต้อง



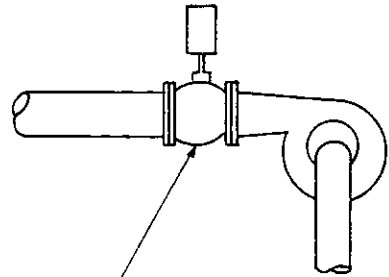
รูปที่ 8.22 แสดงการติดตั้งประตูสำหรับปิดสูบน้ำ (Discharge Priming Valve)

การติดตั้งที่ถูกต้อง



ประตูป้องกันการจ่ายน้ำ ถ้าการปิด-เปิด
ควบคุมด้วยระบบไฟฟ้าหรือไฮดรอลิก
ต้องตั้งเวลาให้นานพอที่จะป้องกัน
วอเตอร์แฮมเมอร์

การติดตั้งที่ผิด

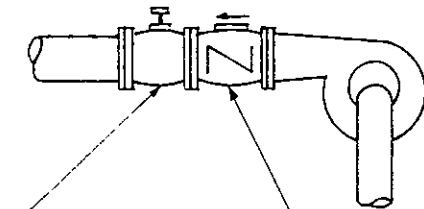


ประตูป้องกันน้ำชนิดที่ปิดแบบฉับพลัน

รูปที่ 8.23 การติดตั้งประตูป้องน้ำทางด้านจ่ายของปั๊ม

การติดตั้งประตูป้องน้ำเพื่อแยกปั๊มออกจากระบบ หรือเพื่อควบคุมอัตราการส่งน้ำควรจะใช้อุปกรณ์
หรือประตูป้องน้ำที่ค่อยปิดทีละน้อยเพื่อป้องกันวอเตอร์แฮมเมอร์ (Water Hammer) ไม่ควรใช้ประตูป้องน้ำที่ปิด
อย่างฉับพลัน

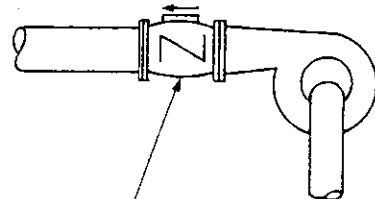
การติดตั้งที่ถูกต้อง



ประตูป้องน้ำแบบเกตวาล์วเพื่อให้
สามารถปิดน้ำ ทำการซ่อมปั๊ม
หรือเชควาล์วได้

เชควาล์วแบบปิดช้า

การติดตั้งที่ผิด



Swing Check Valve ซึ่งจะก่อให้เกิด
วอเตอร์แฮมเมอร์ได้ง่าย

รูปที่ 8.24 การติดตั้งเชควาล์ว

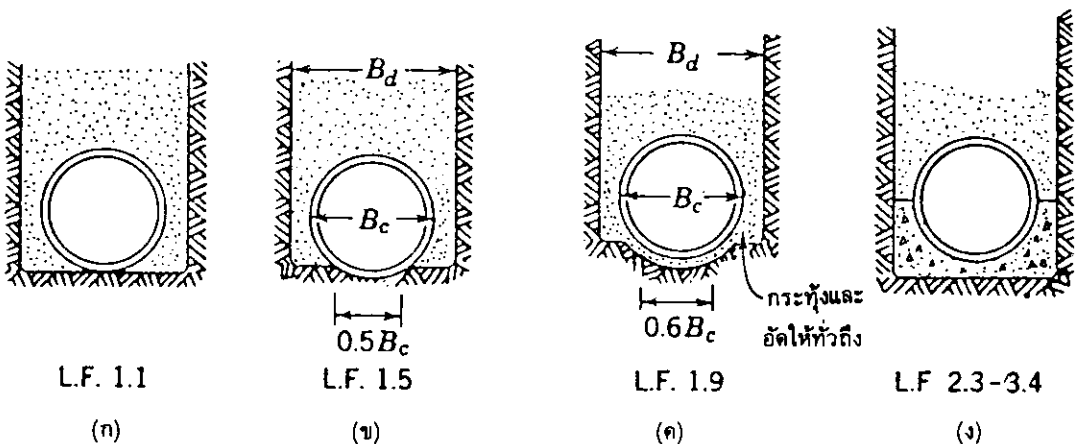
การติดตั้งเชควาล์วเพื่อป้องกันการไหลกลับขณะที่ปั๊มหยุดทำงานควรจะต้องติดตั้งควบคู่กับประตูป้องน้ำ
แบบ Gate Valve โดยให้เชควาล์ว อยู่ระหว่างปั๊มกับ Gate Valve เชควาล์วที่ใช้ควรเป็นแบบปิดช้าหรือ
Non-slam เพื่อป้องกันไม่ให้เกิดวอเตอร์แฮมเมอร์ ไม่ใช่ Swing Check Valve ซึ่งจะปิดทันทีที่ความเร็ว
ในท่อเป็นศูนย์

การติดตั้งท่อส่งน้ำและอุปกรณ์

ท่อส่งน้ำที่ทำหน้าที่ลำเลียงน้ำจากบิรมไปสู่จุดที่ต้องการใช้นับว่าเป็นส่วนประกอบที่สำคัญมากส่วนหนึ่งของระบบสูบน้ำ มีอยู่บ่อยครั้งที่พบว่าท่อส่งน้ำมีราคาแพงเป็นหลายเท่าของบิรมและสถานีสูบน้ำรวมกัน การก่อสร้างหรือติดตั้งท่อส่งน้ำที่ไม่ถูกต้องอาจก่อให้เกิดปัญหาต่าง ๆ ตามมามากมาย เป็นต้นว่ามีการแตกชำรุดบ่อยครั้ง มีน้ำรั่วมากกว่าเกณฑ์ปกติมาก ส่งน้ำได้น้อยกว่าที่ออกแบบไว้เนื่องจากมีโพรงอากาศติดอยู่ในท่อ ปัญหาต่าง ๆ เหล่านี้ยากแก่การตรวจสอบและแก้ไขเพราะท่อส่วนใหญ่ฝังอยู่ใต้ผิวดิน แต่ถ้าหากการออกแบบและติดตั้งเป็นไปอย่างถูกต้องก็จะมีผลให้การบำรุงรักษานั้นเกือบไม่จำเป็นต้องมีหรือมีความจำเป็นน้อยมาก ในหัวข้อนี้จะได้กล่าวถึงหลักเกณฑ์ทั่ว ๆ ไปเกี่ยวกับการติดตั้งท่อส่งน้ำและอุปกรณ์ซึ่งจะรวมถึงการวางท่อ การยึดท่อให้อยู่กับที่ด้วยสมอ (Anchoring) และอุปกรณ์ในระบบท่อที่จำเป็น

ก. การวางท่อ โดยทั่ว ๆ ไปมักจะวางท่อส่งน้ำไว้ใต้ผิวดินเพื่อมิให้เป็นสิ่งกีดขวางการสัญจรและหลีกเลี่ยงความเสียหายจากการมีสิ่งใดมากระแทก โดยเฉพาะอย่างยิ่งถ้าท่อที่ใช้เป็นท่อซีเมนต์ใยหิน อย่างไรก็ตาม ในบางครั้งอาจมีความจำเป็นต้องให้ท่อซึ่งฝังอยู่ใต้ดินโผล่ขึ้นมาอยู่เหนือผิวดิน เช่น บริเวณที่ท่อตัดผ่านทางน้ำซึ่งถ้าให้ท่อวางอยู่ในระดับเดิมแล้วก็เป็นสิ่งกีดขวางการไหลหรือการคมนาคมในทางน้ำเป็นต้น ในกรณีนี้ก็จำเป็นต้องยกระดับแนวท่อให้สูงขึ้นมาเหนือผิวดิน แล้วเปลี่ยนไปใช้ท่อโลหะซึ่งแข็งแรงกว่าเป็นต้น

ท่อที่ฝังไว้ใต้ผิวดินย่อมได้รับแรงกดจากน้ำหนักของดินซึ่งกดทับและน้ำหนักจรถที่ผ่านหลังท่อ โดยปกติแล้วน้ำหนักของดินหลังท่อเพียงอย่างเดียวจะไม่มากพอที่จะทำความเสียหายให้แก่ท่อได้ ยกเว้นกรณีที่ท้องคูที่ขุดขึ้นเพื่อวางท่อนั้นเป็นพื้นดินแข็งที่ไม่เรียบสม่ำเสมอ เมื่อมีน้ำหนักของดินกดทับท่อไม่สามารถแผ่กระจายน้ำหนักดังกล่าวออกไปอย่างสม่ำเสมอเต็มผิวซึ่งโค้งและตลอดความยาวของท่อ ก็อาจทำให้ท่อแตกชำรุดได้



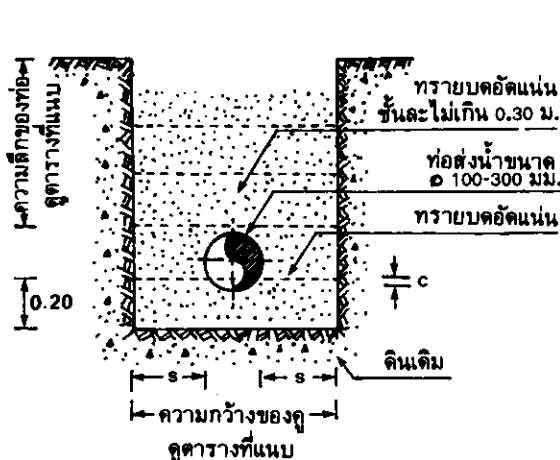
รูปที่ 8.25 การแต่งพื้นท้องคูสำหรับวางท่อส่งน้ำ (ก) ท่อวางบนพื้นท้องคูโดยตรงซึ่งไม่แนะนำให้ใช้ (ข) แต่งท้องคูกว้างเท่ากับรัศมีของท่อให้เป็นร่อง เป็นแบบที่ใช้ทั่วไป (ค) ท่อคูชั้น 1 (ง) ท่อคูแบบพิเศษที่ท่อวางอยู่บนร่องคอนกรีต

ความสามารถรับน้ำหนักได้ของท่อชนิดใดชนิดหนึ่งนอกจากจะขึ้นอยู่กับขนาดและชนิดของวัสดุที่ใช้ทำท่อแล้ว ยังขึ้นอยู่กับลักษณะของพื้นที่รองรับที่จุดแต่งเพื่อวางท่อด้วย ความแตกต่างของพื้นที่รองรับที่มีผลต่อความสามารถรับน้ำหนักของท่ออาจบอกได้ด้วยค่า **Load Factor (L.F.)** ซึ่งเป็นตัวเลขที่แสดงอัตราส่วนระหว่างความสามารถรับน้ำหนักได้ของท่อซึ่งวางอยู่บนพื้นที่รองรับแบบใดแบบหนึ่งต่อความสามารถรับน้ำหนักได้ของท่อเดียวกันแต่วางอยู่บนพื้นมาตรฐานซึ่งมีจุดรองรับน้ำหนัก 3 จุด

ค่า Load Factor สำหรับพื้นที่รองรับแบบต่าง ๆ แสดงไว้ในรูปที่ 8.25 พื้นที่รองรับในรูป (ก) ไม่มีการขุดแต่งหรืออัดด้วยทรายให้ใต้รูปปรับกับท้องจึงเป็นผลให้รับน้ำหนักได้น้อย ($L.F. = 1.1$) ไม่เหมาะที่จะเลือกใช้ ในรูป (ข) มีการแต่งเป็นร่องกว้างเท่ากับรัศมีของท่อ ความสามารถรับน้ำหนักได้จึงเพิ่มขึ้นเป็น 1.50 เท่า พื้นที่รองรับแบบนี้เป็นแบบที่ใช้กันทั่ว ๆ ไป ในกรณีที่ต้องการให้มีความแข็งแรงมากขึ้นเนื่องจากมีน้ำหนักจรมากก็อาจจะเลือกใช้แบบ (ค) สำหรับแบบ (ง) พื้นที่รองรับเป็นคอนกรีตที่หุ้มท่อขึ้นมาถึงครึ่งหนึ่งของหน้าตัดของท่อ เป็นแบบที่ต้องการให้มีความแข็งแรงเป็นพิเศษ มักจะใช้กับท่อที่ฝังลอคใต้เขื่อนดินสูง ๆ เท่านั้น

รูปที่ 8.25 นี้แสดงให้เห็นลักษณะของพื้นที่รองรับที่จุดใดจุดหนึ่ง เมื่อวางท่อก็จะต้องเตรียมพื้นที่รองรับให้ได้คุณสมบัติที่กำหนดตลอดความยาวของท่อ อย่างไรก็ตาม เนื่องจากว่าการขุดแต่งดินเดิมให้พื้นที่รองรับกับส่วนโค้งของท่อได้อย่างสม่ำเสมอ นั้นทำได้ยาก ในทางปฏิบัติจึงมักนิยมขุดรูให้ลึกกว่าความลึกที่ต้องการของท่อประมาณ 20 เซนติเมตร แล้วบดอัดด้วยทรายให้เรียบและเป็นร่องรองรับท่อดังแสดงในรูปที่ 8.26

ความลึกของรูที่จะไม่ก่อให้เกิดความเสียหายแก่ท่อเนื่องจากน้ำหนักจรรื่นอยู่กับความแข็งแรงของท่อ ลักษณะของพื้นที่รองรับที่ท่อนั้นวางอยู่ ชนิดของดินและขนาดของน้ำหนักจรรื่นที่จะผ่านหรือกดบนผิวดิน สำหรับท่อซีเมนต์ใยหินที่ติดตั้งตามบริเวณบ้านพักอาศัยบริษัทผู้ผลิตแนะนำให้มีดินกลบหลังท่ออย่างน้อย 45 เซนติเมตร หรือ 75 เซนติเมตรในบริเวณอื่น ๆ นอกทางรถ และ 90 เซนติเมตรถ้าท่อวางอยู่ใต้ทางรถ อย่างไรก็ตาม



ขนาดของรูและความลึกของท่อ

ขนาดท่อ (มม.)	ความกว้าง ของรู (ม.)	ความลึก ของท่อ (ม.)	C (ม.)	S (ค่าสุด) (ม.)
100	0.30	0.60	0.017	0.07
150	0.35	0.60	0.025	0.07
200	0.40	0.80	0.033	0.07
250	0.45	0.80	0.042	0.07
300	0.50	0.80	0.050	0.07

รูปที่ 8.26 ลักษณะของรูที่ใช้ในการวางท่อประปาขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 100 ถึง 300 มม.

ความลึกของหลังท่อจากผิวดินตามมาตรฐานของการประปาซึ่งกำหนดลักษณะของพื้นที่องคูลไว้แน่นอนได้แสดงไว้ในรูปที่ 8.26

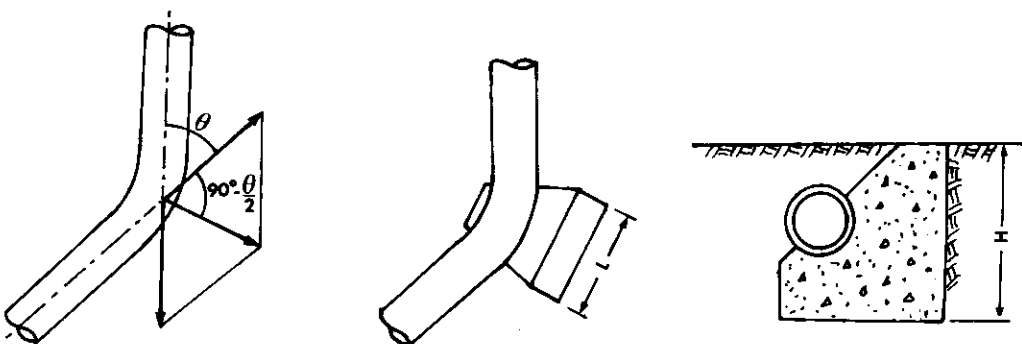
ข. การยึดท่อให้อยู่กับที่ ในการวางท่อเพื่อส่งน้ำไปยังจุดที่ต้องการใช้น้ำนั้นมักมีความจำเป็นต้องเบี่ยงเบนท่อจากแนวตรงเสมอ การเปลี่ยนแปลงแนวดังกล่าวทำให้เกิดความไม่สมดุลย์ของแรงที่กระทำต่อท่อ โดยเฉพาะอย่างยิ่งในบริเวณที่เป็นข้ออไม่ว่าในแนวราบหรือแนวตั้ง และบริเวณข้อต่อสามทาง แรงที่ไม่สมดุลย์นี้เกิดขึ้นได้ 2 ลักษณะด้วยกัน คือ

1. แรงที่เกิดจากการเปลี่ยนทิศทางการไหลของน้ำในท่อ ขนาดของแรงนี้เป็นสัดส่วนโดยตรงกับการเปลี่ยนแปลงโมเมนต์ในทิศทางการไหล ในสภาวะการทำงานตามปกติแรงดังกล่าวนี้มีค่าไม่มากนักเมื่อเปรียบเทียบกับขนาดความดันของน้ำในท่อ

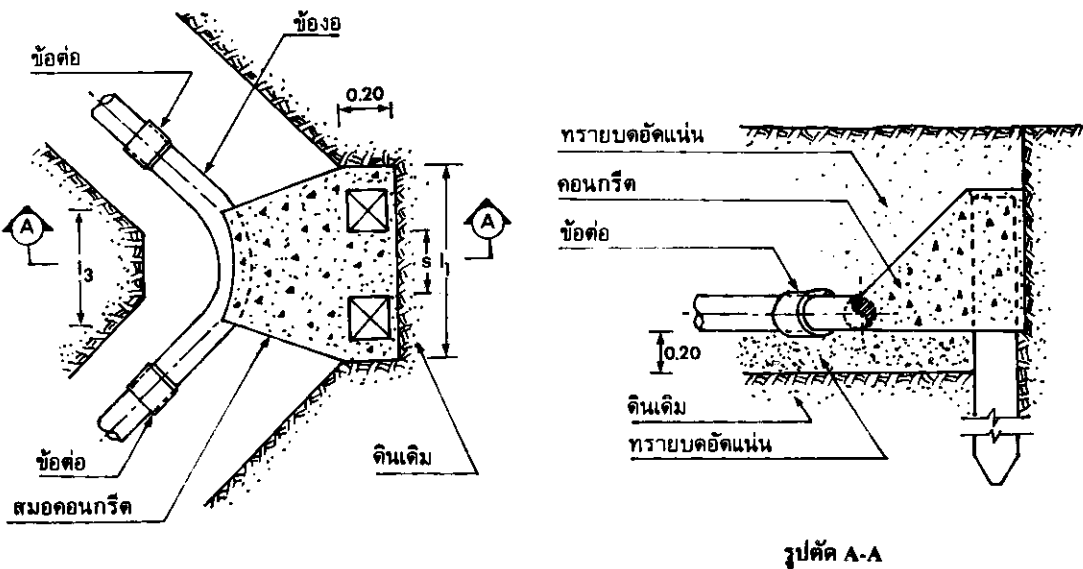
2. แรงที่เกิดจากความดันภายในท่อกระทำที่ปลายทั้งสองข้างของข้ออซึ่งมีค่าเท่ากับผลคูณของความดันกับพื้นที่หน้าตัดของท่อ ผลรวมของแรงที่ปลายทั้งสองข้างของข้ออ และลักษณะของแท่นคอนกรีตหรือสมอยึดท่อเพื่อรับแรงที่ไม่สมดุลย์ดังกล่าวแสดงไว้ในรูปที่ 8.27

ความจริงแล้วสมอยึดท่อดังแสดงข้างต้นอาจไม่จำเป็นถ้าเป็นท่อเหล็กขนาดเล็กไม่โดนน้ำเชื่อมติดกันตลอดและความดันไม่สูงมาก แต่ถ้าหากเป็นท่อที่ต่อเข้าด้วยกันเป็นท่อน ๆ ด้วยข้อต่อซีเมนต์ไยหินหรือข้อต่อแบบจีโบลท์ (Gibault) ซึ่งมีได้ยึดให้ท่อติดแน่นเข้าด้วยกัน สมอยึดท่อจะเป็นสิ่งที่จำเป็นมากเพราะความไม่สมดุลย์ของแรงดังกล่าวอาจทำให้ท่อหลุดออกจากกันได้

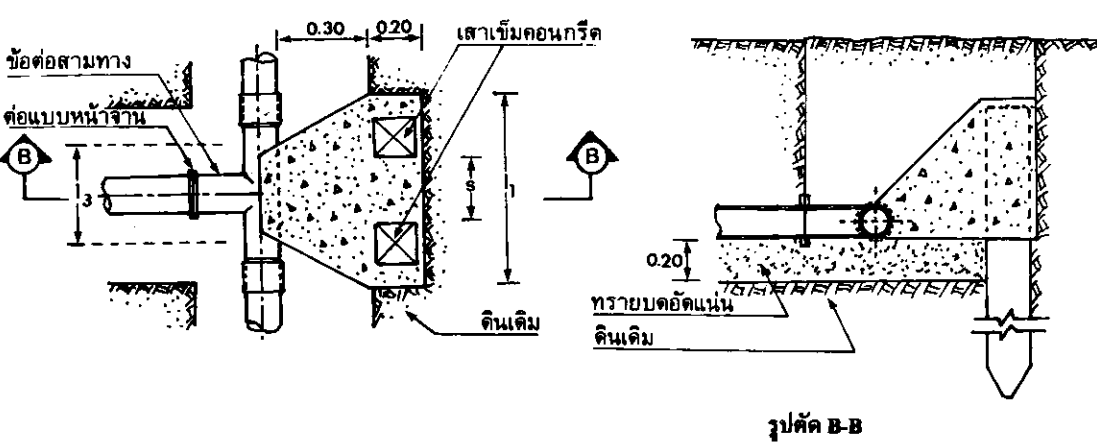
สมอยึดท่อเป็นสิ่งจำเป็นในทุกแห่งที่มีการเปลี่ยนแนวท่อไม่ว่าจะเป็นแนวตั้งหรือแนวราบ บริเวณข้อต่อสามทาง ข้อต่อสี่ทาง บริเวณอุปกรณ์ท่อ เช่น ประตูน้ำ ท่อดับเพลิง บริเวณสิ้นสุดปลายท่อ เป็นต้น ตัวอย่างของสมอยึดท่อที่ใช้ในงานท่อประปาแสดงไว้ในรูปที่ 8.28 ถึง 8.31



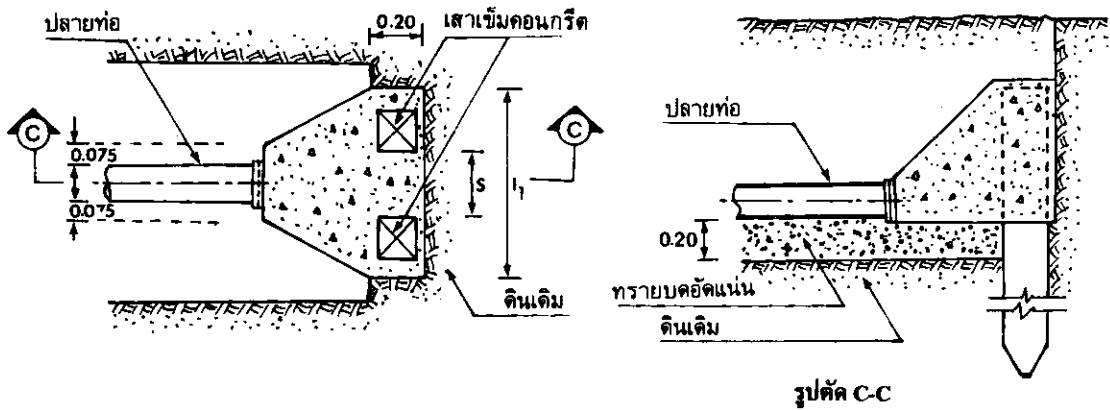
รูปที่ 8.27 ลักษณะของแรงที่ไม่สมดุลย์ที่บริเวณข้ออ และการใช้สมอคอนกรีตรับแรงและยึดท่อให้อยู่กับที่



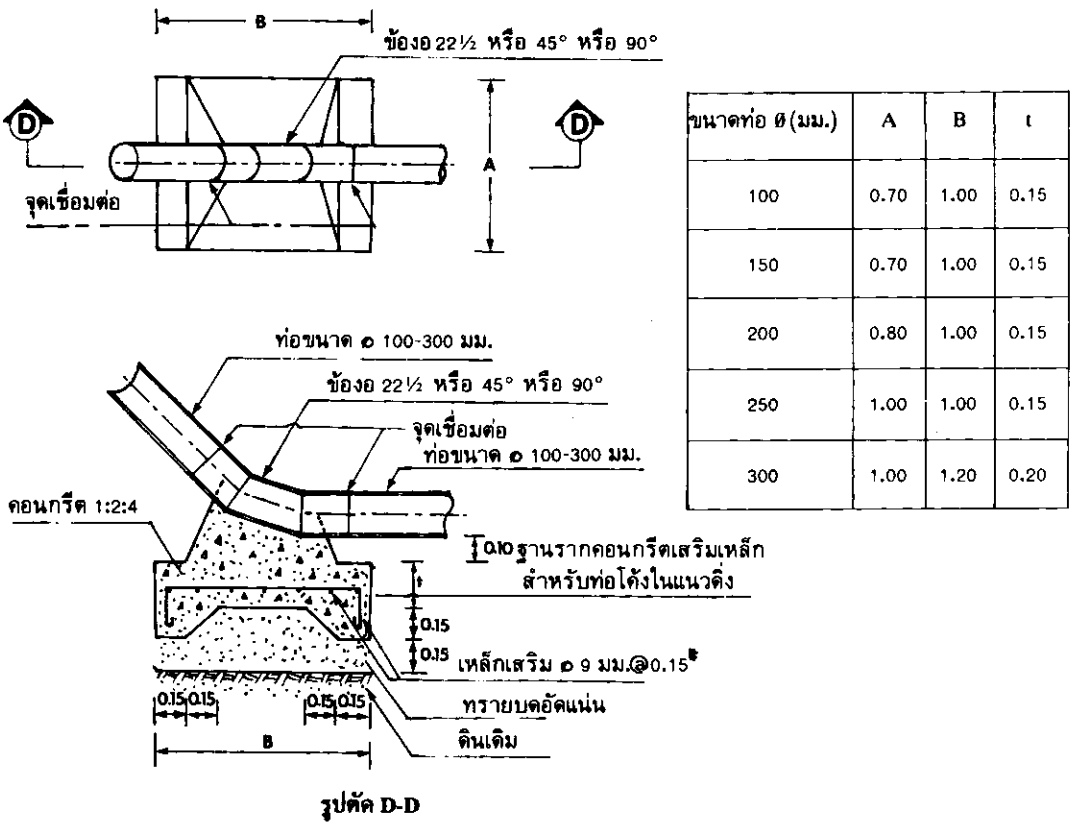
รูปที่ 8.28 สมอยึดข้องอในแนวราบ



รูปที่ 8.29 สมอยึดท่อสามทาง



รูปที่ 8.30 สมอยึดปลายท่อ

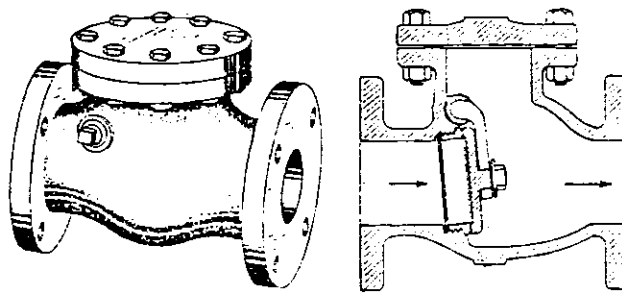


รูปที่ 8.31 สมอยึดข้อโค้งในแนวตั้ง

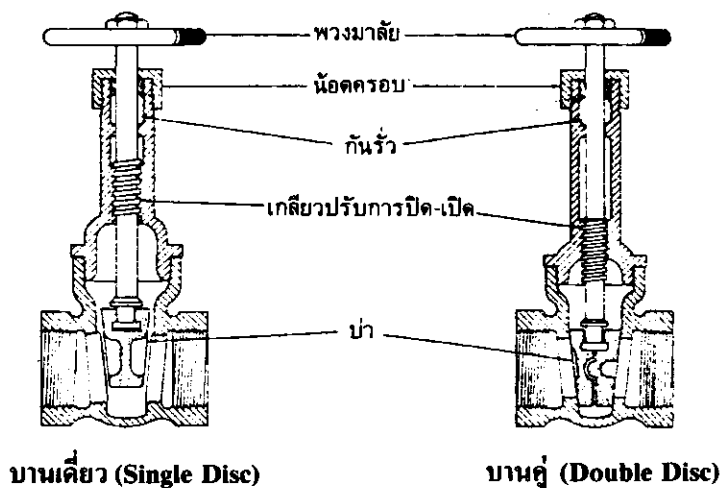
ค. อุปกรณ์ในระบบท่อ ในระบบส่งน้ำนั้นจำเป็นต้องมีอุปกรณ์ซึ่งติดตั้งรวมกับท่อเพื่อทำหน้าที่ควบคุมบังคับน้ำให้ไหลไปในทิศทางและอัตราที่ต้องการ อุปกรณ์ที่จำเป็นต้องใช้ในระบบท่อส่งน้ำที่พบเสมอ ๆ ก็มี เชควาล์ว (Check Valve) วาล์วปิดเปิดน้ำแบบต่าง ๆ และวาล์วระบายอากาศ (Air Release Valve) รูปร่างลักษณะของอุปกรณ์ในระบบท่อเหล่านี้แสดงไว้ในรูปที่ 8.32 ถึง 8.37

1. เชควาล์ว (Check Valve - รูปที่ 8.32) เป็นวาล์วที่ทำหน้าที่ป้องกันไม่ให้น้ำไหลย้อนกลับ ลิ้นของวาล์วแบบนี้จะปิดเมื่อความเร็วของการไหลเป็นศูนย์หรือเมื่อมีการไหลย้อนกลับ ในกรณีที่ปลายท่อส่งน้ำอยู่สูงกว่าบิ๊มจำเป็นต้องติดตั้งเชควาล์วไว้ป้องกันมิให้น้ำไหลย้อนกลับมาก่อความเสียหายให้บิ๊มได้

2. เกตวาล์ว (Gate Valve - รูปที่ 8.33) เป็นวาล์วหรือประตูน้ำแบบที่ใช้กันทั่ว ๆ ไป บานประตูมีลักษณะเป็นลิ้นเลื่อนเข้า-ออกในลักษณะตั้งฉากกับทิศทางของการไหล ส่วนใหญ่จะใช้แบบเปิดเต็มที่หรือปิดสนิท ไม่นิยมใช้แบบเปิดเพียงบางส่วนเพื่อควบคุมการไหล



รูปที่ 8.32 เชควาล์ว



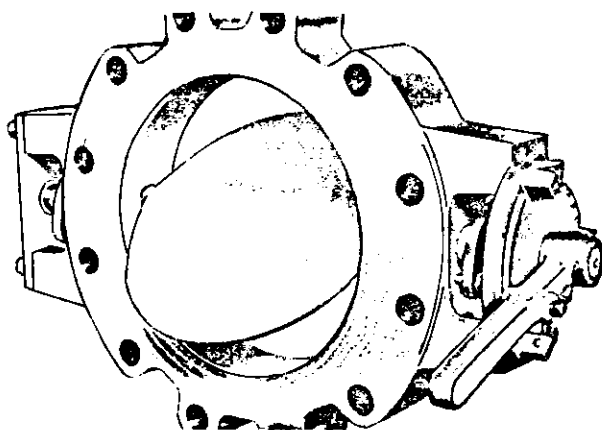
บานเดี่ยว (Single Disc)

บานคู่ (Double Disc)

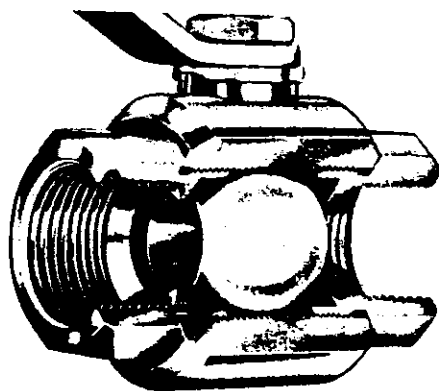
รูปที่ 8.33 เกตวาล์ว (Gate Valve)

3. วาล์วปีกผีเสื้อ (*Butterfly Valve* - รูปที่ 8.34) เป็นวาล์วที่ลิ้นหมุนรอบก้านและปิดสนิทเมื่อจานหมุนตั้งฉากกับทิศทางการไหลและงานสัมผัสกับบารองลิ้นในตัวเรือน วาล์วแบบนี้ใช้ได้ทั้งงานเปิด-ปิด และปรับอัตราการไหล ส่วนใหญ่จะใช้ในระบบท่อที่มีความดันต่ำและยอมให้มีการรั่วผ่านรองลิ้นได้มาก

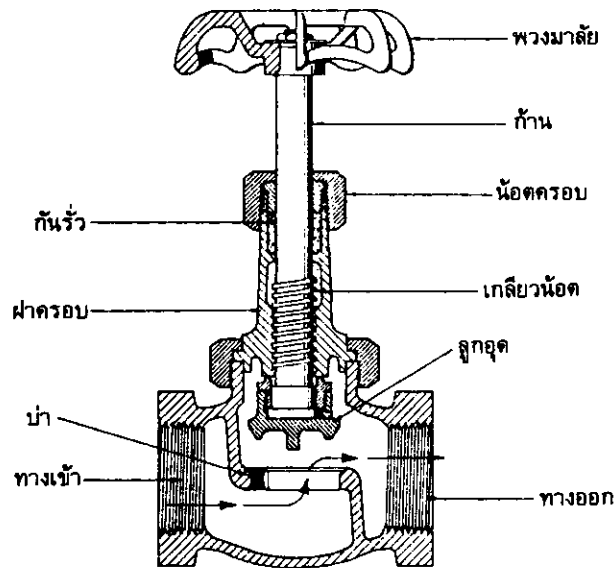
4. วาล์วแบบลูกทรงกลม (*Ball Valve* - รูปที่ 8.35) เป็นวาล์วที่เปิด-ปิดโดยการหมุนลูกทรงกลม ซึ่งมีรูเจาะผ่านศูนย์กลาง ในตำแหน่งเปิดเต็มทีรูดังกล่าวจะอยู่ในแนวเดียวกับทิศทางการไหล และจะปิดสนิทเมื่อหมุนทรงกลมไปเป็นมุม 90 องศา วาล์วแบบนี้ส่วนใหญ่นิยมใช้งานควบคุมปริมาณการไหลและความดันในท่อ วาล์วแบบนี้มีขนาดไม่เกิน 100 มม.



รูปที่ 8.34 วาล์วปีกผีเสื้อ (Butterfly Valve)



รูปที่ 8.35 วาล์วแบบลูกทรงกลม (Ball Valve)



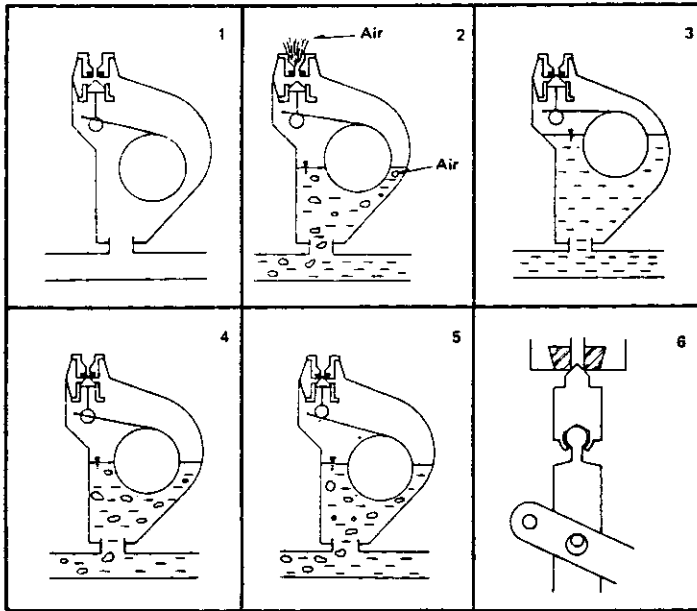
รูปที่ 8.36 วาล์วแบบโกลบ (Globe Valve)

5. วาล์วแบบโกลบ (Globe Valve - รูปที่ 8.36) เป็นวาล์วที่ออกแบบไว้ใช้เพื่อการปรับอัตราการไหลบ่อย ๆ ลิ้นเปิด-ปิดมีลักษณะเป็นจานหรือลูกอุดเคลื่อนที่ขึ้นลงโดยก้านซึ่งตั้งฉากกับrongลิ้นซึ่งมีลักษณะเป็นแหวน ทิศทางการไหลผ่านช่องลิ้นอาจทำมุม 90 องศา หรือมุมอื่นกับทิศทางการไหลเข้าและออกจากวาล์ว

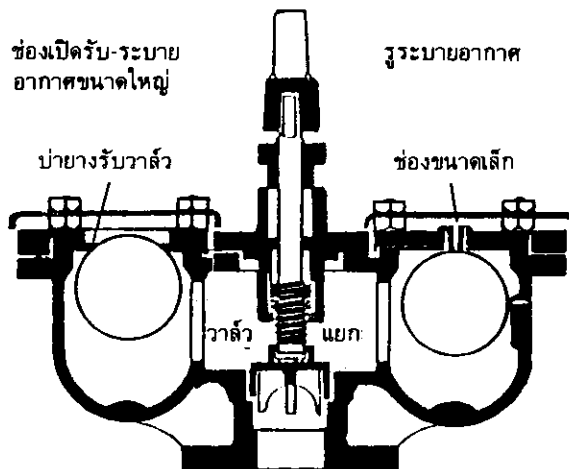
6. วาล์วระบายอากาศ (Air Release Valve - รูปที่ 8.37 และ 8.38) วาล์วระบายอากาศนับว่าเป็นอุปกรณ์ที่มีความสำคัญมากชิ้นหนึ่งในระบบท่อส่งน้ำ ทั้งนี้เพราะโดยทั่ว ๆ ไปแล้วจะมีอากาศปนติดมากับน้ำที่สูบน้ำมาด้วยเสมอ เมื่อความดันของน้ำลดลงหรือน้ำมีอุณหภูมิสูงขึ้นฟองอากาศก็จะแยกตัวออกมาและไปสะสมกันอยู่ในบริเวณที่แนวท่อโค้งงอขึ้น โพร่งอากาศนี้จะทำให้การไหลผ่านในบริเวณดังกล่าวมีลักษณะเป็นแบบการไหลในทางน้ำเปิดซึ่งจะเป็นผลให้มีการสูญเสียพลังงานมาก และอาจเป็นตัวการก่อให้เกิดความดันในระบบท่อแปรปรวนได้ ดังนั้นจึงควรติดตั้งวาล์วให้ทำหน้าที่ระบายอากาศส่วนนี้ออกไปเสีย

การระบายอากาศออกจากท่อผ่านวาล์วจะถูกควบคุมโดยลูกลอย เมื่ออากาศไหลเข้ามาสะสมในวาล์วดังกล่าวนี้น้ำที่พองลูกลอยก็จะลดระดับลงเป็นเหตุให้เข็มซึ่งอุดช่องระบายอากาศเปิดออก อากาศก็จะถูกระบายออกไป ขั้นตอนการทำงานของวาล์วระบายอากาศแสดงไว้ในรูปที่ 8.37

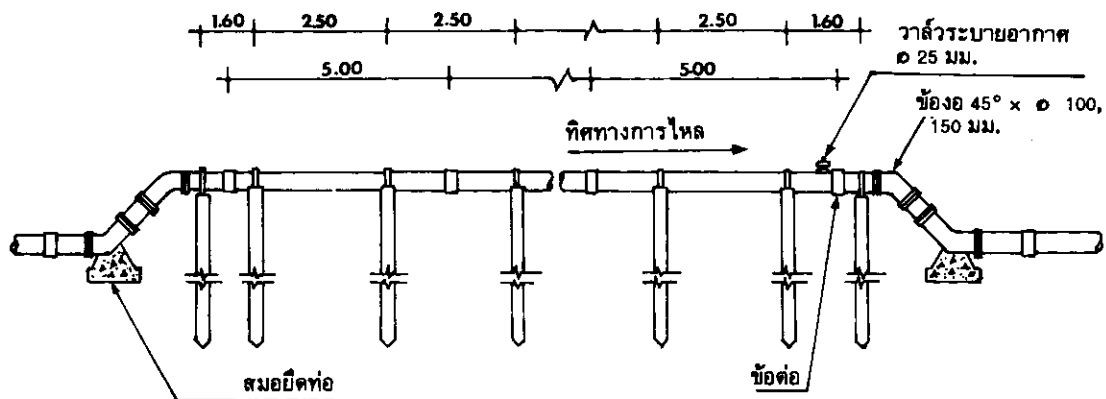
วาล์วระบายอากาศควรจะต้องติดตั้งบนหลังท่อในบริเวณที่ท่อส่งน้ำโค้งขึ้นจนทำให้เป็นแหล่งสะสมฟองอากาศได้ นอกจากนั้นควรติดตั้งทุกระยะ 0.50 ถึง 1.0 กิโลเมตรบนแนวท่อที่ลาดลงโดยเฉพาะอย่างยิ่งแนวที่ลาดลงนั้นค่อนข้างชัน การติดตั้งวาล์วระบายอากาศที่พบเสมอ ๆ คือในบริเวณที่ตัดผ่านทางน้ำซึ่งจำเป็นต้องให้ท่อโค้งงอขึ้นดังแสดงในรูปที่ 8.39



รูปที่ 8.37 ลักษณะและการทำงานของวาล์วระบายอากาศ (1) วาล์วเปิดเมื่อไม่มีน้ำอยู่ในท่อ (2) เมื่อมีน้ำไหลเข้าท่ออากาศจะถูกระบายออกไป และวาล์วจะปิด (3) เมื่อมีน้ำเต็ม เมื่อฟองอากาศมาสะสมกันมากขึ้นลูกลอยจะตกและวาล์วจะเปิดเพื่อระบายอากาศออกไปอีก



รูปที่ 8.38 วาล์วระบายอากาศขนาดใหญ่ (Double air release valve) ที่ใช้ในท่อส่งน้ำขนาดใหญ่



รูปที่ 8.39 การติดตั้งท่อผ่านคู ขอให้สังเกตการติดตั้งสมอคอนกรีตยึดท่อและการติดตั้งวาล์วระบายอากาศเหนือท่อ

การใช้งานและบำรุงรักษาปั๊ม^๗

ในหลายบทที่ผ่านมาได้กล่าวถึงการพิจารณาออกแบบและติดตั้งระบบสูบน้ำโดยเน้นการเลือกปั๊มให้เหมาะกับงาน ให้ทำงานได้ประสิทธิภาพสูง และการติดตั้งปั๊มและระบบท่อให้ถูกต้อง สิ่งต่าง ๆ เหล่านี้เป็นความจำเป็นเบื้องต้นที่จะให้ได้มาซึ่งระบบสูบน้ำที่ดีที่สุด แต่ระบบจะทำงานได้ดีตามที่ออกแบบไว้และมีอายุการใช้งานยาวนานก็ต่อเมื่อมีการใช้งานอย่างถูกวิธี มีสภาพการทำงานตรงตามที่กำหนดไว้เมื่อออกแบบ และมีการบำรุงรักษาที่เหมาะสมอย่างต่อเนื่องด้วย

การตรวจสอบหลังติดตั้ง

หลังจากที่ได้ติดตั้งปั๊มเข้ากับต้นกำลังและระบบท่อชุดและท่อส่งแล้ว ก่อนที่จะเดินเครื่องให้ปั๊มทำงานเป็นครั้งแรกจำเป็นต้องมีการตรวจสอบให้เรียบร้อยเสียก่อน มีอยู่บ่อยครั้งที่พบว่าปั๊มชำรุดหรือเสียหายในทันทีที่ทดลองให้ทำงานโดยมีสาเหตุมาจากความบกพร่องในการติดตั้ง ดังนั้นก่อนที่จะเริ่มเดินเครื่องควรจะได้ตรวจสอบรายการดังต่อไปนี้เสียก่อน คือ

1. **การหมุนของเพลลา** ตรวจสอบโดยการใช้มือหมุนเพลลาดูว่าสามารถหมุนได้ง่ายพอสมควรหรือไม่ ถ้าฝืดมากหรือฝืดเป็นบางจุดก็แสดงให้เห็นว่าปั๊มและต้นกำลังยังไม่ได้ศูนย์ซึ่งกันและกัน หรือมีการขันอัดกันรั่ว (Packing) แน่นเกินไป จำเป็นต้องแก้ไขให้ถูกต้อง
2. **ทิศทางการหมุน** ในกรณีที่ต้นกำลังเป็นมอเตอร์ไฟฟ้าอาจมีการหมุนผิดทางได้เนื่องจากการต่อขั้วไฟฟ้าไม่ถูกต้อง ตรวจสอบโดยเปิดและปิดสวิตช์ทันทีที่จะสังเกตทิศทางการหมุนได้
3. **การหล่อลื่นของรองลิ้น** ในกรณีที่วัสดุหล่อลื่นของรองลิ้นเป็นน้ำมันก็จำเป็นต้องเติมน้ำมันที่มีคุณภาพตามที่บริษัทผู้ผลิตกำหนดให้เติมตามระดับที่กำหนดไว้ และรักษาให้อยู่ในระดับดังกล่าวเสมอ
4. **การทำงานของอุปกรณ์ถอนน้ำ** ตรวจสอบว่าอุปกรณ์ถอนน้ำทำงานตามที่ออกแบบไว้หรือไม่ เป็น

กันว่า ถ้าล่อน้ำโดยใช้ปั๊มสูญญากาศ เมื่อเดินเครื่องปั๊มสูญญากาศแล้วน้ำจะเข้ามาเติมห้องสูบหรือไม่ ถ้ามีการรั่วจนน้ำไม่สามารถเข้ามาบรรจห้องสูบได้ก็จะต้องแก้ไข ถ้าเป็นการเติมน้ำเข้าไปในห้องสูบโดยใช้แหล่งน้ำอื่นหรือปั๊มนขนาดเล็ก ก็จะต้องตรวจสอบว่าสามารถไล่อากาศออกจากห้องสูบได้มากพอที่จะเดินเครื่องสูบน้ำหรือไม่

การตรวจสอบอย่างอื่นซึ่งควรจะทำในขณะติดตั้งท่อก็คือ ความสะอาดของท่อ โดยเฉพาะอย่างยิ่ง ท่อดูด ทั้งนี้เพราะว่าขณะติดตั้งนั้นอาจจะมีเศษวัสดุหรือบางครั้งอาจจะเป็นเครื่องมือลืมนำทิ้งอยู่ในท่อ สิ่งแปลกปลอมเหล่านี้จะมีผลให้ใบพัดชำรุดหรือเสียหายอย่างร้ายแรงได้ง่ายมาก

การเดินเครื่อง

ขั้นตอนในการเดินเครื่องให้ปั๊มทำงานนั้นขึ้นอยู่กับชนิดของปั๊มและการติดตั้งให้ปั๊มนั้นทำงาน ขั้นตอนต่อไปนี้เป็นข้อแนะนำสำหรับปั๊มเซนทริฟูกอลที่เพลาลอยในแนวนอน เมื่อจะเริ่มเดินเครื่องให้ปฏิบัติตามนี้ คือ

1. ปิดประตูจ่ายน้ำทางด้านท่อจ่าย โดยเฉพาะอย่างยิ่งเมื่อเริ่มเดินเครื่องนั้นไม่มีน้ำอยู่ในท่อเลย ทั้งนี้เพื่อป้องกันมิให้อัตราการสูบสูงมากจนมอเตอร์ทำงานเกินกำลังเนื่องจากในขณะที่ย่อมนั้นความฝืดจะน้อยมาก ถ้าไม่ปิดประตูน้ำด้านจ่ายไว้เสียก่อนก็อาจจะทำให้อัตราการสูบสูงกว่าที่จุดให้ประสิทธิภาพสูงสุดมาก ทำให้มอเตอร์ทำงานเกินกำลัง เกิดมอเตอร์แชนเมอร์ในระบบท่อขึ้น และเกิดควิเตชันขึ้นได้

2. ทำการล่อน้ำให้น้ำเข้ามาหล่อเลี้ยงห้องสูบจนเต็ม ก่อนจะเดินเครื่องต้องแน่ใจว่ามีน้ำในห้องสูบ ทั้งนี้เพราะว่าปั๊มส่วนใหญ่ต้องการน้ำมาหล่อเลี้ยงและระบายความร้อน ถ้าเดินเครื่องโดยไม่มีน้ำหล่อเลี้ยงเป็นเวลานาน แหวนกันสึก ร่องลื่น และกันรั่วจะสึกกร่อน ไหม้ หรือชำรุดได้

3. ในกรณีที่กันรั่ว (Packing) ออกแบบไว้ให้มีน้ำหรือของเหลวอื่นมาหล่อเลี้ยงก็ให้เปิดก๊อกให้น้ำหรือวัสดุหล่อลื่นเข้ามาหล่อเลี้ยงไว้

4. เมื่อทุกอย่างพร้อมแล้วก็กดปุ่มเดินเครื่องสูบน้ำได้

5. หลังจากมอเตอร์หรือเครื่องยนต์หมุนได้รอบเต็มและความดันในห้องสูบหรือหน้าประตูน้ำขึ้นถึงระดับที่กำหนดแล้ว ก็ค่อย ๆ เปิดประตูจ่ายน้ำที่ละน้อยจนกระทั่งสุดหรือได้อัตราที่ต้องการ

สำหรับปั๊มบางแบบ บริษัทผู้ผลิตจะยอมให้มีการรั่วรอบ ๆ เพลาได้บ้างเล็กน้อยเพื่อให้แน่ใจว่ากันรั่วที่เพลานั้นมีน้ำหล่อลื่นอยู่เพียงพอในขณะที่ปั๊มทำงาน

การหยุดเดินเครื่อง

ขั้นตอนในการหยุดเดินเครื่องปั๊มก็คล้ายกับการเริ่มเดินเครื่องแต่ย้อนขั้นตอนกัน กล่าวคือเมื่อต้องการจะหยุดสูบน้ำให้ปฏิบัติตามนี้

1. ปิดประตูจ่ายน้ำอย่างช้า ๆ อย่าปิดอย่างรวดเร็ว หรือหยุดเดินเครื่องโดยไม่มีการปิดประตูน้ำอย่างช้า ๆ เสียก่อน ทั้งนี้เพราะว่าอาจจะเกิดวอเตอร์แชนเมอร์ขึ้นได้ ในกรณีที่ต้นกำลังเป็นเครื่องยนต์ก็อาจใช้วิธีลดความเร็วลงทีละน้อยจนได้ความเร็วต่ำสุด แล้วจึงค่อย ๆ ปิดประตูน้ำ

2. เมื่อปิดประตูน้ำสนิทแล้วจึงปิดสวิทช์หยุดเดินเครื่อง

3. ปิดก๊อกจ่ายน้ำหรือของเหลวไปหล่อเลี้ยงกันไว้

ในกรณีที่ปั๊มหยุดเดินเครื่องเองเนื่องจากเครื่องยนต์หรือกระแสไฟฟ้าขัดข้องให้รีบปิดสวิทช์และปิดประตูจ่ายน้ำทันทีเพื่อป้องกันมิให้น้ำไหลย้อนกลับมาทำความเสียหายแก่ปั๊ม ถ้ามีเซวาล์วอยู่ก็ไม่จำเป็นต้องปิดประตูจ่ายน้ำเพราะเซวาล์วจะปิดเมื่อความเร็วของน้ำในท่อเป็นศูนย์ ไม่ควรเปิดสวิทช์ค้างไว้เพราะเมื่อกระแสไฟฟ้ามีขึ้นมาใหม่ปั๊มอาจจะทำงานโดยไม่มีน้ำหล่อเลี้ยงอยู่ในห้องสูบซึ่งอาจเป็นสาเหตุให้ปั๊มไหม้ได้ หรือถ้ามีน้ำอยู่ก็อาจเป็นสาเหตุให้มอเตอร์ทำงานเกินกำลัง เกิดควิเตชั่น และเกิดวอเตอร์แชนเมอร์ขึ้นได้

ข้อควรระมัดระวังในการใช้ปั๊ม

นอกเหนือจากการเดินเครื่องสูบน้ำ การหยุดตามปกติ และการหยุดเนื่องจากกระแสไฟฟ้าขัดข้อง ซึ่งจะต้องปฏิบัติตามขั้นตอนและให้ความสนใจเป็นพิเศษแล้ว ยังมีข้อที่ควรต้องระมัดระวังในขณะที่ใช้งานด้วย ดังนี้ คือ

ก. การปรับอัตราการไหล โดยปกติแล้วผู้ออกแบบจะออกแบบให้ปั๊มทำงานที่จุดซึ่งจะให้ประสิทธิภาพสูงสุด แต่ในบางครั้งมีการเมื่อไ้มากเกินไปทั้งทางด้านอัตราการไหลและเฮด จึงมีผลให้เลือกปั๊มที่มีขนาดโตกว่าที่ต้องการมากจนจำเป็นต้องมีการปรับช่องเปิดของประตูน้ำให้เล็กลงจนกระทั่งได้อัตราการไหลที่ต้องการ การกระทำดังกล่าวนี้จะทำให้มีการเสียดทานที่น้ำไหลผ่านประตูน้ำมาก และกราฟเฮดของระบบ (System Head Curve) ชันขึ้นและไปตัดกับกราฟ H-Q ของปั๊มที่จุดซึ่งมีอัตราการสูบใหม่ ในบางครั้งจุดที่ปั๊มทำงานใหม่นี้ต้องการแรงม้ามากกว่าแรงม้าของมอเตอร์หรือเครื่องยนต์ที่ใช้ ซึ่งจะเป็นผลให้ต้นกำลังร้อนจัดเนื่องจากทำงานเกินกำลังและอาจเกิดการเสียหายได้ ดังนั้น ถ้าจำเป็นต้องมีการปรับอัตราการไหลให้ลดลงเป็นระยะเวลานาน ๆ ติดต่อกัน ควรจะได้ตรวจสอบกับกราฟแสดงลักษณะการทำงานของปั๊ม (Pump Characteristic Curves) หรือคำนวณดูเสียก่อนว่าจะไม่เกิดการทำงานเกินกำลัง อย่างไรก็ตาม การปรับอัตราการไหลจะต้องไม่เกิน 50 เปอร์เซ็นต์ของอัตราการไหลที่จุดซึ่งให้ประสิทธิภาพสูงสุด ถ้าต้องการลดอัตราการไหลให้มากกว่านี้เป็นระยะเวลานานควรเปลี่ยนไปใช้ปั๊มขนาดเล็กจะประหยัดและปลอดภัยกว่ามาก

ข. การเดินเครื่องในขณะที่ประตูจ่ายน้ำปิดสนิท การเดินเครื่องในขณะที่ประตูน้ำด้านจ่ายปิดสนิทนั้นจะเป็นผลให้พลังงานบางส่วนจากต้นกำลังแปรสภาพไปเป็นพลังงานความร้อนแล้วถ่ายเทให้กับน้ำและเรือนปั๊ม เมื่ออุณหภูมิสูงมากขึ้นขอบนอกบางส่วนของฝาประกับใบพัด (Shroud) กับเรือนปั๊มอาจขยายตัวมาชิดและเสียดสีกัน ทำให้อุณหภูมิสูงขึ้นอีกและอาจทำความเสียหายอย่างร้ายแรงให้แก่ปั๊มได้ โดยทั่ว ๆ ไป

ถ้ามีความจำเป็นต้องปิดประตูน้ำขณะเดินเครื่องไม่ควรจะปิดไว้นานกว่า 10 นาที และในขณะที่ปิดประตูน้ำอยู่นั้นจะต้องคอยสังเกตอุณหภูมิของปั๊มตลอดเวลาด้วย สำหรับกรณีที่ปั๊มเป็นปั๊มเซนตริฟูกอลแบบ Axial Flow ยิ่งไม่ควรจะปิดประตูจ่ายน้ำเลยเพราะจะเป็นสาเหตุให้เกิดควาวิเคชั่นได้

ก. อาการผิดปกติขณะเดินเครื่อง ในขณะที่ใช้งานควรจะได้สังเกตด้วยว่าปั๊มแสดงอาการผิดปกติหรือไม่ ขณะที่ปั๊มทำงานระดับความดันของน้ำในท่อและกระแสไฟฟ้าที่ใช้ควรจะมีค่าคงที่สม่ำเสมอ ดังนั้นถ้าปั๊มแสดงอาการผิดปกติ เป็นต้นว่า ความดันของน้ำในท่อหรือกระแสไฟฟ้าแปรปรวน เกิดอาการสั่น หรือมีเสียงดัง ก็ควรจะหยุดเดินเครื่องแล้วหาสาเหตุ เพื่อป้องกันมิให้เกิดการเสียหายอย่างร้ายแรงขึ้นได้

การตรวจสอบและบำรุงรักษาปั๊ม

เพื่อให้ปั๊มมีอายุการใช้งานยาวนาน และไม่ต้องหยุดทำงานเพื่อซ่อมแซมบ่อยครั้ง ปั๊มขนาดใหญ่ทุกเครื่องควรมีสมาคมประติการใช้งานและบำรุงรักษา ตลอดจนมีตารางเวลาสำหรับตรวจสอบและบำรุงรักษาที่แน่นอน การตรวจสอบและบำรุงรักษาอาจแบ่งออกเป็น การตรวจสอบประจำวัน การตรวจสอบทุก 6 เดือน และการตรวจสอบประจำปี รายการตรวจสอบดังกล่าวนี้ควรจะขอจากบริษัทผู้ผลิตปั๊มเพราะว่าวิธีการอาจจะแตกต่างกันไปบ้างสำหรับปั๊มแต่ละแบบ

สำหรับ ปั๊มเซนตริฟูกอลชนิดเพลาอนในแนวราบ การตรวจสอบและบำรุงรักษาตามกำหนดเวลาต่าง ๆ มีดังนี้ คือ

ก. การตรวจสอบและบำรุงรักษาประจำวัน มีดังนี้

1. อุณหภูมิของรองลื่น
2. ความดันทางท่อดูดและท่อจ่าย
3. การรั่วจากกันรั้ว (Packing)
4. การหล่อลื่นกันรั้วโดยดูจากการไหลของของเหลวที่ไหลหล่อเลี้ยง
5. โหลด (Load) ของมอเตอร์ไฟฟ้า
6. ระดับเสียงและการสั่นสะเทือน
7. ระดับน้ำมันหล่อลื่นที่ไหลเลี้ยงรองลื่น

ข. การตรวจสอบและบำรุงรักษาทุก 6 เดือน มีดังนี้

1. การได้ศูนย์ระหว่างปั๊มและต้นกำลัง
2. การเติมน้ำมันหรือไขให้กับรองลื่น

ค. การตรวจสอบและบำรุงรักษาประจำปี มีดังนี้

1. การรื้อตามเพลลาและการซ่อมบำรุงกันรั้ว
2. การสึกของปลอกเพลลา

- 3. ช่องว่างระหว่างใบพัดกับแหวนกันสึก
- 4. ทดสอบและปรับแก้เกจวัดต่าง ๆ ที่ใช้วัดน้ำและกระแสไฟฟ้า
- 5. เปลี่ยนน้ำมันหล่อลื่นและไขที่รองลื่น

เนื่องจากรายละเอียดของวิธีการตรวจสอบและการซ่อมบำรุงจะแตกต่างกันไปตามชนิดของปั๊มและบริษัทผู้ผลิต ดังนั้นขอให้ศึกษาจากคู่มือผู้ใช้สำหรับปั๊มนั้น ๆ โดยเฉพาะ

รายการตรวจสอบเมื่อปั๊มมีปัญหา

ปัญหาที่เกิดขึ้นในการใช้ปั๊มแบบเซนตริฟูกอลอาจแบ่งออกเป็น 10 หัวข้อใหญ่ ๆ ด้วยกัน แต่ส่วนใหญ่แล้วมักจะมีสาเหตุมาจากทางด้านท่อดูด ทั้งนี้ยกเว้นความขัดข้องทางเครื่องกลของปั๊ม ลักษณะของปัญหาหรือความขัดข้องในการทำงานและสิ่งที่อาจเป็นสาเหตุจะดูได้จากตารางที่ 9.1

ตารางที่ 9.1สรุปอาการและสาเหตุที่ปั๊มเซนตริฟูกอลไม่ทำงานหรือมีปัญหา

อาการ	สิ่งที่อาจเป็นสาเหตุ	อาการ	สิ่งที่อาจเป็นสาเหตุ
1. ปั๊มไม่จ่ายน้ำ	1, 2, 3, 4, 6, 11, 14, 16, 17, 22, 23	6. ตลับอัดกันรั่ว (Stuffing box) รั่วมาก	13, 24, 26, 32, 33, 34, 35, 36, 38, 39, 40
2. ปั๊มจ่ายน้ำออกมา น้อย	2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 14, 17, 20, 22, 23, 29, 30, 31	7. อายุการใช้งานของกันรั่ว (Packing) สิ้น	12, 13, 24, 26, 28, 32, 33, 34, 35, 36, 37 38, 39, 40
3. ปั๊มให้แรงดันน้ำน้อย	5, 14, 16, 17, 20, 22, 29, 30, 31	8. ปั๊มสั่นหรือมีเสียงดัง	2, 3, 4, 9, 10, 11, 21, 23, 24, 25, 26, 27, 28, 30, 35, 36, 41, 42, 43, 44, 45, 46, 47
4. เริ่มต้นจ่ายน้ำแล้ว ขาดหายไป	2, 3, 5, 6, 7, 8, 11, 12, 13	9. อายุใช้งานของรองลื่น (Bearing) สิ้น	24, 26, 27, 28, 35, 36, 41, 42, 43, 44, 45, 46, 47
5. ปั๊มต้องการกำลังงาน มากผิดปกติ	15, 16, 17, 18, 19, 20, 23, 24, 26, 27, 29, 33, 34, 37	10. ปั๊มร้อนจัดเวลาทำงาน หรือหมุนผิด	1, 4, 21, 22, 24, 27, 28, 35, 41

ตารางที่ 9.1 (ต่อ)

สาเหตุที่ปั๊มไม่ทำงาน

1. ไม่ได้เติมน้ำก่อนเดินเครื่อง หรือไม่มีน้ำอยู่ในห้องสูบ
2. ในห้องสูบหรือท่อดูดมีน้ำไม่เต็ม
3. ระบายดูดยก (Suction lift) สูงเกินไป
4. $NPSH_a$ น้อยกว่า $NPSH_r$
5. มีฟองอากาศหรือก๊าซในของเหลวมากเกินไป
6. มีโพรงอากาศ (Air Pocket) ในท่อดูด
7. ท่อดูดรั่ว อากาศเข้าไปในท่อได้
8. อากาศรั่วเข้าไปในห้องสูบผ่านตลับอัดกันรั่ว (Stuffing box)
9. ฟุตวาล์วเล็กเกินไป
10. ฟุตวาล์วอุดตัน
11. ปลายท่อดูดอยู่ต่ำจากผิวของของเหลวไม่มากพอ
12. ท่อน้ำกันรั่วอุดตัน น้ำไม่สามารถไหลเข้าไปทำหน้าที่ได้ ทำให้อากาศรั่วเข้าไปในห้องสูบ
13. ติดตั้ง Seal cage ในตำแหน่งที่ไม่ถูกต้องในตลับอัดกันรั่ว (Stuffing Box) ทำให้น้ำกันรั่วไม่สามารถไหลเข้าไปทำหน้าที่ได้
14. ความเร็วต่ำเกินไป
15. ความเร็วสูงเกินไป
16. ใบพัดหมุนผิดทาง
17. เฮดรวมของระบบสูงกว่าเฮดของปั๊มที่ออกแบบไว้
18. เฮดรวมของระบบต่ำกว่าเฮดของปั๊มที่ออกแบบไว้
19. ความถ่วงจำเพาะของของเหลวต่างจากที่ได้ออกแบบไว้
20. ความหนืด (Viscosity) ของของเหลวต่างจากที่ได้ออกแบบไว้
21. ให้ปั๊มทำงานที่อัตราการสูบต่ำมาก
22. ให้ปั๊มที่ไม่เหมาะสมทำงานร่วมกันแบบขนาน
23. มีสิ่งแปลกปลอมเข้าไปติดอยู่ในใบพัด
24. เพลาของปั๊มและต้นกำลังไม่ได้ศูนย์ซึ่งกันและกัน
25. แท่นปั๊มและต้นกำลังไม่มั่นคงแข็งแรง
26. เพลาคด
27. ชิ้นส่วนที่หมุนติดกับส่วนที่อยู่กับที่
28. ร่องลื่น (Bearing) สึก
29. แหวนกันสึก (Wearing ring) สึกมาก

ตารางที่ 9.1 (ต่อ)

สาเหตุที่ปั๊มไม่ทำงาน

30. ใบพัดชำรุด
31. กันรั้ว (Gasket) ของห้องสูบลำดูด ทำให้มีการรั่วภายใน
32. เฟลาหรือปลอกเฟลา (Shaft sleeves) ชำรุดที่กันรั้ว (Packing)
33. ติดตั้งกันรั้ว (Packing) ไม่ถูกต้อง
34. ประเภทของกันรั้วไม่เหมาะสมกับสภาพการทำงาน
35. เฟลาหมุนไม่ได้ศูนย์เนื่องจากร่องสันชำรุด หรือเฟลาของปั๊มและต้นกำลังไม่ได้ศูนย์กัน
36. ใบพัดหรือชิ้นส่วนที่หมุนอื่นไม่สมดุลย์ ทำให้เกิดการสั่น
37. ต่อมหล่อสัน (Gland) แน่นเกินไป เป็นผลให้ไม่มีสิ่งหล่อสันไหลไปสู่กันรั้ว (Packing)
38. ไม่มีน้ำไหลไประบายความร้อนดลัษอัดกันรั้ว (Staffing box) ประเภทระบายความร้อนด้วยน้ำ
39. ช่องว่าง (Clearance) ระหว่างเฟลากับเรือนปั๊ม (Casing) ที่ด้านล่างของดลัษอัดกันรั้วมากเกินไป ทำให้กันรั้วถูกดันเข้าไปในห้องสูบ
40. มีสิ่งสกปรกหรือกรวดทรายในน้ำยากันรั้ว (Sealing Liquid) ทำให้เกิดรอยขีดข่วนบนเฟลาหรือปลอกเฟลา
41. มีแรงกดดันมากเกินไปโดยมีสาเหตุมาจากการชำรุดของชิ้นส่วนภายใน หรือการชำรุดของอุปกรณ์ควบคุมความสมดุลย์ของแรงดันของของเหลว
42. มีไขหรือน้ำมันหล่อสันในช่องที่ติดตั้งร่องสัน หรือดลัษลูกปืนมากเกินไปหรือมีการระบายความร้อนไม่ดีจึงทำให้มีอุณหภูมิสูง
43. ขาดวัสดุหล่อสัน
44. ติดตั้งร่องสันไม่ถูกต้อง เช่น ลูกปืนแตกหรือชำรุดขณะติดตั้ง ใช้ขนาดที่ไม่เหมาะสม
45. มีสิ่งสกปรกเข้าไปอยู่ในดลัษลูกปืนหรือร่องสัน
46. สนิมขึ้นในดลัษลูกปืนหรือร่องสันเนื่องจากน้ำรั่วเข้าไปได้
47. อุณหภูมิของน้ำที่สูบเย็นมากทำให้อุณหภูมิล้นตัวเป็นหยดน้ำในช่องดลัษลูกปืน

การกำหนดรายละเอียดเพื่อ จัดซื้อบ่ม

การที่จะซื้อบ่มให้มีคุณสมบัติตรงตามต้องการและได้บ่มที่ดีคู่กับราคาที่สุคนั้น มีขั้นตอนในการดำเนินการจัดซื้อที่สำคัญสองขั้นตอนด้วยกัน คือ

- (1) มีการกำหนดลักษณะและรายละเอียด (Specification) ของบ่มที่ต้องการอย่างเหมาะสม
- (2) ผู้พิจารณาเปรียบเทียบและตัดสินใจมีความรู้และคุ้นเคยกับวิธีการพิจารณาเลือกบ่มเป็นอย่างดี

บ่มที่สมควรได้รับการพิจารณาเลือกซื้อไว้ใช้ไม่จำเป็นต้องเป็นบ่มที่มีราคาถูกที่สุดเสมอไป แต่ควรเป็นบ่มที่มีความเหมาะสมในแง่ของการลงทุน กล่าวคือ ต้นทุนและค่าใช้จ่ายในการใช้งานตลอดอายุของมัน น้อยที่สุด มีความเชื่อถือได้ในแง่ของความทนทาน และความสะดวกในการจัดหาอะไหล่เมื่อจำเป็นต้องซ่อม

การจัดซื้อบ่ม

การจัดซื้อบ่มที่ปฏิบัติกันอยู่โดยทั่ว ๆ ไปอาจแบ่งออกได้เป็นสองลักษณะด้วยกันคือ วิธีแรกผู้ต้องการใช้บ่มแจ้งความประสงค์และสภาพการทำงานให้บริษัทผู้จำหน่ายทราบ และมอบให้ผู้จำหน่ายเลือกบ่มพร้อมอุปกรณ์ต่าง ๆ ในระบบให้ ผู้ซื้อเป็นผู้ตัดสินใจเลือกโดยพิจารณาจากข้อเสนอแนะของผู้ขาย ส่วนอีกวิธีหนึ่ง ผู้ซื้อมีการออกแบบหรือกำหนดระบบไว้เรียบร้อยแล้ว และมอบให้ผู้ขายเสนอราคาบ่มที่มีคุณสมบัติตามรายละเอียดที่ผู้ซื้อกำหนด

สำหรับวิธีแรกนั้นถ้ามีผู้เสนอขายหลายบริษัท ขนาดของระบบและราคาที่เสนออาจจะแตกต่างกัน ได้หลายเท่าซึ่งทำให้ยากแก่การพิจารณา โดยเฉพาะอย่างยิ่งถ้าผู้จำหน่ายไม่มีความรู้ในการออกแบบที่ดีพอ หรือผู้จำหน่ายอาจต้องการขายบ่มที่มีอยู่ในสต็อกมากกว่าที่จะเสนอให้ใช้บ่มที่มีคุณสมบัติเหมาะสมกว่าแต่ต้องสั่งเข้ามาใหม่ ดังนั้น ถ้าเป็นการลงทุนที่ค่อนข้างสูงแล้วควรจะได้มีการออกแบบทั้งระบบ แล้วกำหนดรายละเอียดของบ่มและอุปกรณ์ที่ต้องการก็จะได้บ่มและระบบที่ดีกว่า

การกำหนดรายละเอียด

การกำหนดรายละเอียดนั้นเป็นการให้ข้อมูลแก่ผู้จำหน่ายปั๊มเพื่อให้ผู้ขายสามารถเสนอสินค้าที่ตรงกับความต้องการใช้งานของผู้ซื้อมากที่สุด โดยการกำหนดรายละเอียดดังกล่าว ผู้ซื้อสามารถนำสินค้าของหลายบริษัทมาเปรียบเทียบกันเพื่อพิจารณาเลือกซื้อปั๊มที่มีคุณสมบัติเหมาะสมมากที่สุด

ในการจัดซื้อปั๊มขนาดใหญ่โดยทั่วไป รายการที่จะต้องกำหนดรายละเอียดอาจจะแยกออกเป็น 4 หมวดใหญ่ ๆ ด้วยกัน คือ

1. ตัวปั๊ม (Pump)
2. ดันกำลัง (Drive)
3. อุปกรณ์และอะไหล่
4. ข้อตกลงอื่น ๆ

การกำหนดรายละเอียดของปั๊ม

รายละเอียดที่จำเป็นต้องระบุเกี่ยวกับตัวปั๊มมีดังต่อไปนี้ คือ

1. ชนิดของปั๊ม ว่าเป็นแบบเซนตริฟูกอล สูบชัก (Reciprocating) พร้อมทั้งระบุจำนวนชั้น (stage) หรือจำนวนลูกสูบด้วย
2. ลักษณะของตัวปั๊ม ว่าเป็นแบบเพลตัง เพลานอน ชนิดของวัสดุที่ทำใบพัดและเรือนปั๊ม อุปกรณ์หรือส่วนประกอบที่ต้องการให้มี เช่นแหวนกันสึก เป็นต้น
3. สภาพการทำงาน ชนิดและสมบัติของของเหลวที่จะสูบ อุณหภูมิ อัตราการสูบ และเฮดที่ต้องการ $NPSH_d$ รอบความเร็วของต้นกำลังที่จะใช้ ประสิทธิภาพการทำงานต่ำสุดที่จะยอมรับได้ ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการสูบกับเฮดรวมในช่วงที่จะใช้งาน
4. วิธีป้องกันการรั่ว
5. วิธีการฉนวนน้ำที่จะใช้

เพื่อให้ได้ข้อมูลรายละเอียดของปั๊มมากพอแก่การพิจารณา จะต้องกำหนดให้ผู้ขายแนบรายละเอียดของปั๊มที่จะเสนอขายพร้อมแค็ตตาล็อกและกราฟแสดงลักษณะการทำงาน (Characteristic Curves) ซึ่งแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการสูบกับเฮด ประสิทธิภาพ แรงม้าที่ต้องการ และ $HPSH_r$ มาประกอบการพิจารณาด้วย

ถ้าปั๊มดังกล่าวได้รับการเลือกซื้อจะต้องกำหนดให้ส่งมอบพร้อมกับคู่มือดังต่อไปนี้ คือ

- ก. คู่มือแนะนำการใช้งาน

- ข. คู่มือแนะนำการบำรุงรักษา
- ค. สมุดรายการอะไหล่

การกำหนดรายละเอียดของต้นก้าง

ต้นก้างที่นิยมใช้กับปั๊มในประเทศไทยมีอยู่ 2 ชนิดคือ **มอเตอร์ไฟฟ้า** และ **เครื่องยนต์** รายละเอียดที่ต้องระบุสำหรับต้นก้างแต่ละแบบมีดังนี้ คือ

ก. มอเตอร์ไฟฟ้า

1. ชนิดของกระแสไฟฟ้าที่ใช้ จำนวนเฟส แรงดันไฟฟ้า และความถี่
2. ชนิดของมอเตอร์
3. รอบความเร็วสูงสุด และแรงม้าที่ต้องการ
4. ประสิทธิภาพการทำงานที่ภาระ (Load) 100%
5. มาตรฐานของการออกแบบ (Design)
6. ระดับมาตรฐานของฉนวน (Insulation Class)
7. แผนสวิตช์ควบคุมการทำงาน และระบบความปลอดภัย

ข. เครื่องยนต์

1. แบบ และชนิดของเครื่องยนต์ เชื้อเพลิงที่ใช้
2. แรงม้าต่อเนื่องที่รอบหมุนของปั๊ม
3. วิธีการติดเครื่อง
4. การระบายความร้อน
5. อุปกรณ์และระบบควบคุม จำนวนและขนาดของแบตเตอรี่ เกจวัดความดันกระแสไฟฟ้า

การกำหนดรายละเอียดของอุปกรณ์และอะไหล่

เพื่อให้ปั๊มมีอุปกรณ์ครบถ้วน พร้อมทั้งจะประกอบใช้งานได้ ควรจะได้จัดซื้อปั๊มและอุปกรณ์พร้อมกันในการจัดซื้อครั้งเดียว อุปกรณ์และอะไหล่ที่ควรกำหนดรายละเอียดด้วยมีดังนี้ คือ

1. ลักษณะของฐานเครื่องซึ่งตั้งปั๊มและต้นก้างไว้ด้วยกัน
2. ลักษณะของข้อต่อ (Coupling) ที่ทำหน้าที่ถ่ายแรงบิดของต้นก้างไปสู่ปั๊มซึ่งโดยปกติจะเป็นข้อต่ออ่อน (Flexible Coupling) และการได้ศูนย์ของเพลลา
3. อุปกรณ์ทางท่อชุด เช่น ข้อลดแบบคางหมู ท่อชุด ข้อโค้ง กะโหลกกรองน้ำ โดยกำหนดชนิดของวัสดุ ขนาด จำนวน และวิธีการเจาะรูหน้างานไว้ด้วย
4. อุปกรณ์ทางด้านท่อจ่าย เช่น ข้อลด เชควาล์ว ประตุน้ำ กำหนดรายละเอียดเช่นเดียวกันกับอุปกรณ์ทางท่อชุด

5. อุปกรณ์สำหรับล่อน้ำ
6. อุปกรณ์วัดความดันทางท่อดูดและท่อจ่าย
7. รายการอะไหล่ที่ควรจะมีสำรองไว้สำหรับส่วนที่เสียหายหรือชำรุดง่าย เช่น ใบพัด แหวนกันสึก สำหรับใบพัดและเรือนปั๊ม ปลอกเพลลา ชุดกันรั่วที่บริเวณต่าง ๆ
8. ชุดเครื่องมือสำหรับบำรุงรักษาและซ่อมย่อย

ข้อตกลงอื่น ๆ ที่ควรมีอยู่ในรายการรายละเอียด

เพื่อมิให้เกิดข้อโต้แย้งในภายหลัง ผู้จัดซื้ออาจจะกำหนดเงื่อนไขอื่น ๆ ไว้ในรายการรายละเอียดด้วย เช่น

1. การกำหนดคืนราคาสำหรับผู้ขายเสนอ
2. กำหนดการส่งมอบสินค้าหลังจากได้รับใบสั่งซื้อ
3. การจ่ายเงิน
4. การตรวจสอบการติดตั้งก่อนใช้งานโดยผู้ขาย
5. การรับประกันความเสียหายที่เกิดจากการใช้งานตามปกติ

ตัวอย่างข้อกำหนดรายละเอียดของปั๊มนิตต่าง ๆ

ข้อกำหนดรายละเอียดหรือคุณลักษณะเฉพาะของปั๊มเซนตริฟูกอลและปั๊มแบบสูบชักซึ่งเขียนโดยสำนักงานประมาณได้นำมาเป็นตัวอย่างไว้ดังนี้ คือ

ก. คุณลักษณะเฉพาะ เครื่องสูบน้ำแบบหอยโข่ง ขนาดท่อส่ง 100 มิลลิเมตร (4 นิ้ว) สูบน้ำได้ 1,500 ลิตรต่อนาที ส่งน้ำได้สูง 13.5 เมตร ขับด้วยมอเตอร์ไฟฟ้า

ข. คุณลักษณะเฉพาะ เครื่องสูบน้ำแบบหอยโข่ง ขนาดท่อส่ง 80 มิลลิเมตร (3 นิ้ว) สูบน้ำได้ 1,130 ลิตรต่อนาที ส่งน้ำได้สูง 13.5 เมตร ขับด้วยเครื่องยนต์เบนซิน

ค. คุณลักษณะเฉพาะ เครื่องสูบน้ำแบบหอยโข่ง ขนาดท่อส่ง 150 มิลลิเมตร (6 นิ้ว) สูบน้ำได้ 3,800 ลิตรต่อนาที ส่งน้ำได้สูง 13.5 เมตร ขับด้วยเครื่องยนต์ดีเซล

ง. คุณลักษณะเฉพาะ เครื่องสูบน้ำแบบแกนชัก ขนาดท่อส่ง 50 มิลลิเมตร (2 นิ้ว) ส่งน้ำได้สูง 60 เมตร สูบน้ำได้ 100 ลิตรต่อนาที ขับด้วยมอเตอร์ไฟฟ้า

ตัวอย่างข้อกำหนดรายการรายละเอียดสำหรับเครื่องสูบน้ำขนาดใหญ่มากอาจจะดูได้จาก “ข้อกำหนดรายละเอียดเครื่องสูบน้ำ โครงการสูบน้ำด้วยไฟฟ้าของการพลังงานแห่งชาติ” ซึ่งได้รวบรวมไว้ให้ด้วยแล้ว

หมายเหตุ

ข้อกำหนดความต้องการในข้อที่ 2.6.4.3 ซึ่งระบุว่า “...ถ้าเครื่องสูบน้ำ มอเตอร์ไฟฟ้า และอุปกรณ์อื่น ๆ เกิดความเสียหายหรือขัดข้องประการใด ที่มีได้เกิดจากการใช้งานตามปกติภายใน 1 ปี นับตั้งแต่วันส่งมอบ ผู้ขายจะต้องรีบดำเนินการแก้ไขหรือเปลี่ยนแปลงให้ใหม่จนใช้งานได้ดี ภายในกำหนดเวลาที่ผู้ใช้จะแจ้งให้ทราบ โดยไม่คิดมูลค่าใด ๆ ทั้งสิ้น....” ข้อความที่เน้นควรจะเป็น “เกิดความเสียหายหรือขัดข้องประการใดที่เกิดจากการใช้งานตามปกติ” มิฉะนั้นจะไม่มีผู้ขายใดที่ยอมรับข้อกำหนดนี้

คุณลักษณะเฉพาะพัสดุเลขที่ 4330025

หมายเลขพัสดุ 4330-001-0025



คุณลักษณะเฉพาะ

เครื่องสูบน้ำแบบหอยโข่ง ขนาดท่อส่ง 100 มิลลิเมตร (4 นิ้ว)

สูบน้ำได้ 1500 ลิตรต่อนาที ส่งน้ำได้สูง 13.5 เมตร ขับด้วยมอเตอร์ไฟฟ้า

คุณลักษณะเฉพาะพัสดุเลขที่ 4330025
ประกาศ ณ วันที่ 21 มิถุนายน 2525

คุณลักษณะเฉพาะพัสดุเลขที่เดิมที่ยกเลิก —
ประกาศ ณ วันที่ —

ชื่อ เครื่องสูบน้ำแบบหอยโข่ง ขนาดท่อส่ง 100 มิลลิเมตร (4 นิ้ว)
สูบน้ำได้ 1500 ลิตรต่อนาที ส่งน้ำได้สูง 13.5 เมตร
ขับเคลื่อนด้วยมอเตอร์ไฟฟ้า

หน่วยนับ เครื่อง

หมายเลขพัสดุ 4330-001-0025

1. ขอบเขตและประเภท

1.1 วัตถุประสงค์ในการใช้งาน

ใช้เกี่ยวกับงานสูบน้ำทั่วไปที่ต้องการปริมาณน้ำจำนวนมาก ๆ ซึ่งปริมาณน้ำที่สูบได้ต้องไม่น้อยกว่า 1500 ลิตรต่อ นาทีหรือประมาณ 400 แกลลอน (อเมริกัน) ต่อนาที ในขณะที่มีระยะความสูงในการส่งน้ำ (total dynamic head) ไม่ต่ำกว่า 13.5 เมตรหรือประมาณ 45 ฟุต

1.2 ประเภท แบบ ชนิด และชั้นคุณภาพ

เป็นเครื่องสูบน้ำใบพัดเดี่ยว แบบหอยโข่ง ขนาดท่อส่ง 100 มิลลิเมตร (4 นิ้ว) ชนิดขับเคลื่อนด้วยมอเตอร์ไฟฟ้า กำลังขับ ไม่น้อยกว่า 7.5 กิโลวัตต์ หรือ 10.05 แรงม้า

2. ความต้องการ

2.1 นิยาม

ระยะความสูงในการส่งน้ำ (total dynamic head หรือ TDH) หมายถึง ระยะรวมของความสูงที่เครื่องสูบน้ำจะต้อง สูบและส่งน้ำไปถึง โดยรวมความสูงที่คิดจากความเสียดทานในการไหลของน้ำไว้ด้วย

2.2 วัสดุที่ใช้สร้าง

ส่วนประกอบที่สำคัญของเครื่องสูบน้ำต้องประกอบด้วย

- | | |
|---------------------------------|--|
| 2.2.1 ตัวเรือน (casing) | ทำด้วยเหล็กหล่อ |
| 2.2.2 ใบพัด (impeller) | ทำด้วยเหล็กหล่อหรือบรอนซ์ |
| 2.2.3 หวานกันสึก (wearing ring) | ทำด้วยเหล็กหล่อหรือบรอนซ์ |
| 2.2.4 เพลา (shaft) | ทำด้วยเหล็กกล้าไร้สนิมหรือเหล็กกล้าคาร์บอน |
| 2.2.5 รอกเส้น (bearing) | ต้องเป็นแบบลูกปืนหรือแบบเรียบ (bearing bush) |
| 2.2.6 เรือนอัด (stuffing box) | ต้องเป็นแบบที่ถอดและปรับได้ |

2.3 ลักษณะทั่วไป

2.3.1 สมรรถนะของเครื่องสูบน้ำ

สามารถสูบน้ำได้ปริมาณไม่น้อยกว่า 1500 ลิตรต่อนาที หรือประมาณ 400 แกลลอน (อเมริกัน) ต่อนาที ในขณะที่มีระยะความสูงในการส่งน้ำ (TDH) ไม่ต่ำกว่า 13.5 เมตร หรือประมาณ 45 ฟุต มีรอบหมุนไม่เกิน 1500 รอบต่อนาที และมีประสิทธิภาพไม่ต่ำกว่าร้อยละ 65

2.3.2 แบบ ชนิด และสมรรถนะของมอเตอร์ไฟฟ้า

2.3.2.1 เป็นแบบใช้ไฟฟ้ากระแสสลับ 3 เฟส 50 เฮิร์ตซ์ 380 โวลต์

2.3.2.2 ให้กำลังไม่น้อยกว่า 7.5 กิโลวัตต์หรือ 10.05 แรงม้าและมีรอบหมุนไม่เกิน 1500 รอบต่อนาที

2.3.2.3 มอเตอร์ไฟฟ้าเป็นชนิด squirrel-cage motor

2.3.3 อุปกรณ์ประกอบเครื่องสูบน้ำ

2.3.3.1 หัวกะโหลกขนาดเท่ากับทางดูดของเครื่องสูบน้ำจำนวน 1 อัน

2.3.3.2 ท่อดูดขนาดเท่ากับทางดูดของเครื่องสูบน้ำ เป็นแบบท่ออย่างเสริมโครงลวด มีความยาวไม่น้อยกว่า 6 เมตร พร้อมข้อต่อและอุปกรณ์ที่สามารถต่อเข้ากับทางดูดของเครื่องสูบน้ำและหัวกะโหลก

2.3.3.3 ท่อส่งขนาดเท่ากับทางส่งของเครื่องสูบน้ำ เป็นแบบท่ออย่างเสริมโครงลวด มีความยาวไม่น้อยกว่า 6 เมตร พร้อมข้อต่อและอุปกรณ์ที่สามารถต่อเข้ากับทางส่งของเครื่องสูบน้ำ

2.3.4 อุปกรณ์ประกอบมอเตอร์ไฟฟ้า

2.3.4.1 สายไฟฟ้าขนาดเหมาะสมมีความยาวไม่น้อยกว่า 10 เมตร

2.3.4.2 สวิตช์เตอร์แบบสตาร์ทเตอร์ประกอบด้วย magnetic start พร้อม overload relay

2.3.4.3 อุปกรณ์อื่น ๆ ต้องมีครบถ้วนที่จะใช้งานได้ทันที

2.3.5 การต่อและติดตั้ง

2.3.5.1 การต่อเครื่องสูบน้ำเข้ากับมอเตอร์ต้องตรงโดยใช้ข้อต่อแบบบิดตัวได้ (flexible coupling)

2.3.5.2 เครื่องสูบน้ำ มอเตอร์ไฟฟ้า และอุปกรณ์อื่น ๆ จะต้องอยู่ด้วยกันบนฐานเหล็กซึ่งทำด้วยเหล็กรูปรางน้ำ (channel) ที่มีขนาดไม่น้อยกว่า 75 มิลลิเมตร x 40 มิลลิเมตร และความหนาที่ท้องรางไม่น้อยกว่า 5 มิลลิเมตร ความกว้างและความยาวของฐานเหล็กจะต้องมากกว่าความกว้างและความยาวของเครื่องสูบน้ำและมอเตอร์ไฟฟ้าที่ประกอบเข้าด้วยกันแล้ว

2.4 สี

เครื่องสูบน้ำ มอเตอร์ไฟฟ้า และฐานเหล็กต้องเป็นสีเดียวกัน

2.5 เครื่องหมาย

อย่างน้อยต้องมีเลขอักษรหรือเครื่องหมายแสดงข้อความดังต่อไปนี้ให้เห็นได้ง่ายและชัดเจนบนเครื่องสูบน้ำและมอเตอร์ไฟฟ้า

- (1) ชื่อผู้ผลิตและหรือเครื่องหมายการค้า
- (2) แบบ รุ่น
- (3) หมายเลขลำดับเครื่อง
- (4) ชื่อประเทศผู้ผลิต

2.6 อื่น ๆ

2.6.1 มีหนังสือคู่มือการใช้งานและการบำรุงรักษาแบบป้องกัน (preventive maintenance) เป็นภาษาไทย และภาษาอังกฤษเครื่องละ 1 ชุด

2.6.2 มีหนังสือคู่มือการซ่อมและหนังสือรายการอะไหล่ของเครื่องสูบน้ำและมอเตอร์ไฟฟ้าเป็นภาษาอังกฤษเครื่องละ หน้า 2 ในจำนวน 4 หน้า

1 ชุด นอกจากนี้จะมีหนังสือคู่มือ ๙ เป็นภาษาไทยด้วยก็ได้

2.6.3 มีเครื่องมือประจำเครื่องตามมาตรฐานล่าสุดของบริษัทผู้ผลิตเครื่องละ 1 ชุด

หมายเหตุ สำหรับข้อ 2.6.1 ข้อ 2.6.2 และข้อ 2.6.3 ให้นำมาในวันส่งมอบ

2.6.4 การรับประกัน

2.6.4.1 ผู้ขายต้องแสดงหลักฐานการเป็นผู้แทนจำหน่ายจากผู้ผลิต ในกรณีที่มิได้เป็นผู้แทนจำหน่ายจากผู้ผลิต จะต้องมียุติฐานการเป็นตัวแทนจำหน่ายจากผู้แทนจำหน่ายนำมาในวันเสนอราคา

2.6.4.2 ผู้ขายจะต้องมีหนังสือรับรองของผู้ผลิตหรือผู้แทนจำหน่ายว่าเครื่องสูบน้ำและมอเตอร์ไฟฟ้าเป็นของใหม่ที่ไม่เคยใช้มาก่อน ในกรณีที่ผู้ขายเป็นผลิตภัณฑ์จากต่างประเทศผู้ขายจะต้องมีสำเนาใบนำสินค้าเข้าจากกรมศุลกากรแนบมาในวันส่งมอบ

2.6.4.3 ถ้าเครื่องสูบน้ำ มอเตอร์ไฟฟ้า และอุปกรณ์อื่น ๆ เกิดความเสียหายหรือขัดข้องประการใดที่มีได้เกิดจากการใช้งานตามปกติภายใน 1 ปี นับตั้งแต่วันส่งมอบ ผู้ขายต้องรับผิดชอบการแก้ไขหรือเปลี่ยนแปลงให้ใหม่จนใช้งานได้สัปดาห์ในกำหนดเวลาที่ผู้ใช้จะแจ้งให้ทราบ โดยไม่คิดมูลค่าใด ๆ ทั้งสิ้น และถ้าผู้ขายดำเนินการล่าช้ากว่ากำหนดที่แจ้งให้ทราบดังกล่าว ผู้ซื้อสิทธิ์จะดำเนินการแก้ไขเอง โดยผู้ขายจะต้องรับผิดชอบค่าใช้จ่ายในการนี้ทั้งหมด

3. ข้อกำหนดการควบคุมคุณภาพ

3.1 การรับประกันคุณภาพผลิตภัณฑ์

ผู้ผลิตหรือผู้แทนจำหน่ายต้องออกหนังสือรับรองคุณภาพเครื่องสูบน้ำและมอเตอร์ไฟฟ้าโดยระบุรายการดังต่อไปนี้ไว้ให้แน่ชัดด้วย

- (1) ชื่อผลิตภัณฑ์และแบบรุ่น
- (2) ชื่อโรงงานผู้ผลิต
- (3) หมายเลขลำดับเครื่อง

3.2 การตรวจทดลอง

3.2.1 การตรวจพินิจ เป็นการตรวจสอบภาพทั่วไปโดยใช้สายตา และอาจทดลองโดยการใช้มือหรือเครื่องมืออย่างง่าย ๆ ให้ตรวจพินิจดังต่อไปนี้

- (1) ตรวจวัสดุที่ใช้สร้าง ให้เป็นไปตามข้อ 2.2
- (2) ตรวจสอบ ชนิดของมอเตอร์ไฟฟ้า ให้เป็นไปตามข้อ 2.3.2
- (3) ตรวจสอบประกอบเครื่องสูบน้ำ ให้เป็นไปตามข้อ 2.3.3
- (4) ตรวจสอบประกอบมอเตอร์ไฟฟ้า ให้เป็นไปตามข้อ 2.3.4
- (5) ตรวจสอบการต่อและติดตั้ง ให้เป็นไปตามข้อ 2.3.5
- (6) ตรวจสี ให้เป็นไปตามข้อ 2.4
- (7) ตรวจเครื่องหมาย ให้เป็นไปตามข้อ 2.5
- (8) ตรวจสอบอื่น ๆ ให้เป็นไปตามข้อ 2.6

3.2.2 การทดสอบ

ทดสอบสมรรถนะของเครื่องสูบน้ำว่าสามารถสูบน้ำได้ปริมาณน้ำตามที่กำหนดไว้ในข้อ 2.3.1

3.3 หลักเกณฑ์การตรวจรับ

3.3.1 การตรวจรับต้องผ่านข้อกำหนดการรับประกันคุณภาพผลิตภัณฑ์ ตามข้อ 3.1 และผ่านการตรวจพินิจตาม

ข้อ 3.2.1 ทุกเครื่อง

3.3.2 การทดสอบตามข้อ 3.2.2 หากจัดซื้อคราวเดียวกันจำนวนหลายเครื่อง จำนวนเครื่องที่จะทดสอบให้อยู่ในดุลพินิจของคณะกรรมการตรวจรับ แต่ต้องทดลองเดินมอเตอร์ไฟฟ้า (test run) ทุกตัว

3.3.3 เกณฑ์ตัดสิน

เมื่อตรวจทดลองแล้วเป็นไปตามเกณฑ์ที่กำหนดทุกรายการ จึงจะถือว่าผ่านการตรวจรับ

คุณลักษณะเฉพาะพัสดุเลขที่ 4330004

หมายเลขพัสดุ 4330-001-0004



คุณลักษณะเฉพาะ

เครื่องสูบน้ำแบบหอยโข่ง ขนาดท่อส่ง 80 มิลลิเมตร (3 นิ้ว)
สูบน้ำได้ 1130 ลิตรต่อนาที ส่งน้ำได้สูง 13.5 เมตร ขับด้วยเครื่องยนต์เบนซิน

คุณลักษณะเฉพาะพัสดุเลขที่ 4330004

ประกาศ ณ วันที่ 21 มิถุนายน 2525

คุณลักษณะเฉพาะพัสดุเลขที่เดิมที่ยกเลิก —

ประกาศ ณ วันที่ —

ชื่อ	เครื่องสูบน้ำแบบหอยโข่ง ขนาดท่อส่ง 80 มิลลิเมตร (3 นิ้ว) สูบน้ำได้ 1130 ลิตรต่อนาที ส่งน้ำได้สูง 13.5 เมตร ขับเคลื่อนด้วยเครื่องยนต์เบนซิน
หน่วยนับ	เครื่อง
หมายเลขพัสดุ	4330-001-0004

1. ขอบเขตและประเภท

1.1 วัตถุประสงค์ในการใช้งาน

ใช้เกี่ยวกับงานสูบน้ำทั่วไปที่ต้องการปริมาณน้ำจำนวนมาก ๆ ซึ่งปริมาณน้ำที่สูบได้ต้องไม่น้อยกว่า 1130 ลิตรต่อ นาทีหรือประมาณ 300 แกลลอน (อเมริกัน) ต่อนาที ในขณะที่มีระยะความสูงในการส่งน้ำ (total dynamic head) ไม่ต่ำกว่า 13.5 เมตรหรือประมาณ 45 ฟุต

1.2 ประเภท แบบ ชนิด และชั้นคุณภาพ

เป็นเครื่องสูบน้ำใบพัดเดี่ยว แบบหอยโข่ง ขนาดท่อส่ง 80 มิลลิเมตร (3 นิ้ว) ชนิดขับเคลื่อนด้วยเครื่องยนต์เบนซิน กำลังขับ ไม่น้อยกว่า 10 แรงม้า ที่รอบหมุนของเครื่องสูบน้ำ

2. ความต้องการ

2.1 นิยาม

ระยะความสูงในการส่งน้ำ (total dynamic head หรือ TDH) หมายถึง ระยะรวมของความสูงที่เครื่องสูบน้ำจะต้อง สูบและส่งน้ำไปถึง โดยรวมความสูงที่เกิดจากความเสียดทานในการไหลของน้ำไว้ด้วย

2.2 วัสดุที่ใช้สร้าง

ส่วนประกอบที่สำคัญของเครื่องสูบน้ำต้องประกอบด้วย

- | | |
|---------------------------------|--|
| 2.2.1 ตัวเรือน (casing) | ทำด้วยเหล็กหล่อ |
| 2.2.2 ใบพัด (impeller) | ทำด้วยเหล็กหล่อหรือบรอนซ์ |
| 2.2.3 แหวนกันสึก (wearing ring) | ทำด้วยเหล็กหล่อหรือบรอนซ์ |
| 2.2.4 เพลา (shaft) | ทำด้วยเหล็กกล้าไร้สนิมหรือเหล็กกล้าคาร์บอน |
| 2.2.5 ร่องลื่น (bearing) | ต้องเป็นแบบลูกปืนหรือแบบเรียบ (bearing bush) |
| 2.2.6 เรือนอัด (stuffing box) | ต้องเป็นแบบที่ถอดและปรับได้ |

2.3 ลักษณะทั่วไป

2.3.1 สมรรถนะของเครื่องสูบน้ำ

สามารถสูบน้ำได้ปริมาณไม่น้อยกว่า 1130 ลิตรต่อนาที หรือประมาณ 300 แกลลอน (อเมริกัน) ต่อนาที ในขณะที่มีระยะความสูงในการส่งน้ำ (TDH) ไม่ต่ำกว่า 13.5 เมตร หรือประมาณ 45 ฟุต มีรอบหมุนไม่เกิน 3600 รอบต่อนาที และมีประสิทธิภาพไม่ต่ำกว่าร้อยละ 55

2.3.2 แบบ ชนิด และสมรรถนะของเครื่องยนต์

2.3.2.1 เป็นเครื่องยนต์แบบ 4 จังหวะ ระบายความร้อนด้วยอากาศ

2.3.2.2 ติดเครื่องโดยใช้เชือกดึง

2.3.2.3 มีกำลังแรงม้าต่อเนื่อง (continuous brake horsepower) ไม่น้อยกว่า 10 แรงม้า ที่รอบหมุนของเครื่องสูบน้ำ

2.3.3 อุปกรณ์ประกอบเครื่องสูบน้ำ

2.3.3.1 หัวกะโหลกขนาดเท่ากับทางดูดของเครื่องสูบน้ำจำนวน 1 อัน

2.3.3.2 ท่อดูดขนาดเท่ากับทางดูดของเครื่องสูบน้ำ เป็นแบบท่อยางเสริมโครงลวด มีความยาวไม่น้อยกว่า 6 เมตร พร้อมข้อต่อและอุปกรณ์ที่สามารถต่อเข้ากับทางดูดของเครื่องสูบน้ำและหัวกะโหลก

2.3.3.3 ท่อส่งขนาดเท่ากับทางส่งของเครื่องสูบน้ำ เป็นแบบท่อผ้าใบ มีความยาวไม่น้อยกว่า 6 เมตร พร้อมข้อต่อและอุปกรณ์ที่สามารถต่อเข้ากับทางส่งของเครื่องสูบน้ำ

2.3.4 อุปกรณ์ประกอบเครื่องยนต์

ต้องมีครบถ้วนที่จะใช้งานได้ทันที

2.3.5 การต่อและติดตั้ง

2.3.5.1 การต่อเครื่องสูบน้ำเข้ากับเครื่องยนต์ ต้องต่อโดยตรงโดยใช้ข้อต่อแบบบิดตัวได้ (flexible coupling)

2.3.5.2 เครื่องสูบน้ำ เครื่องยนต์ และอุปกรณ์อื่น ๆ จะต้องอยู่ด้วยกันบนฐานหลักซึ่งทำด้วยเหล็กรูปรางน้ำ (channel) ที่มีขนาดไม่น้อยกว่า 100 มิลลิเมตร $\times$ 50 มิลลิเมตร และความหนาที่ท้องรางไม่น้อยกว่า 5 มิลลิเมตร ความกว้างและความยาวของฐานหลักจะต้องมากกว่าความกว้างและความยาวของเครื่องสูบน้ำและเครื่องยนต์ที่ประกอบเข้าด้วยกันแล้ว

2.4 สี

เครื่องสูบน้ำ เครื่องยนต์ และฐานหลักต้องเป็นสีเดียวกัน

2.5 เครื่องหมาย

อย่างน้อยต้องมีเลขอักษรหรือเครื่องหมายแสดงข้อความดังต่อไปนี้ให้เห็นได้ง่ายและชัดเจนบนเครื่องสูบน้ำและเครื่องยนต์

- (1) ชื่อผู้ผลิตและหรือเครื่องหมายการค้า
- (2) แบบ รุ่น
- (3) หมายเลขลำดับเครื่อง
- (4) ชื่อประเทศผู้ผลิต

2.6 อื่น ๆ

2.6.1 มีหนังสือคู่มือการใช้และการบำรุงรักษาแบบป้องกัน (preventive maintenance) เป็นภาษาไทย และภาษาอังกฤษเครื่องละ 1 ชุด

2.6.2 มีหนังสือคู่มือการซ่อมและหนังสือรายการอะไหล่ของเครื่องสูบน้ำและเครื่องยนต์เป็นภาษาอังกฤษเครื่องละ 1 ชุด นอกจากนี้จะมีหนังสือคู่มือ ๆ เป็นภาษาไทยด้วยก็ได้

2.6.3 มีเครื่องมือประจำเครื่องตามมาตรฐานล่าสุดของบริษัทผู้ผลิตเครื่องละ 1 ชุด

หมายเหตุ สำหรับข้อ 2.6.1 ข้อ 2.6.2 และข้อ 2.6.3ให้นำมาในวันส่งมอบ

2.6.4 การรับประกัน

- 2.6.4.1 ผู้ขายต้องแสดงหลักฐานการเป็นผู้แทนจำหน่ายจากผู้ผลิต ในกรณีที่มิได้เป็นผู้แทนจำหน่ายจากผู้ผลิต จะต้องมียุติฐานการเป็นผู้แทนจำหน่ายจากผู้ผลิตจำหน่ายในวันเสนอราคา
- 2.6.4.2 ผู้ขายจะต้องมีหนังสือรับรองจากผู้ผลิตหรือผู้แทนจำหน่ายว่าเครื่องสูบน้ำและเครื่องยนต์เป็นของใหม่ที่ไม่เคยใช้มาก่อน ในกรณีที่เป็ผลึกภักค์จากต่างประเทศผู้ขายจะต้องมีสำเนาใบนำสินค้าเข้าจากกรมศุลกากรแนบมาในวันส่งมอบ
- 2.6.4.3 ถ้าเครื่องสูบน้ำ เครื่องยนต์ และอุปกรณ์อื่น ๆ เกิดความเสียหายหรือขัดข้องประการใดที่มีได้เกิดจากการใช้งานตามปกติภายใน 1 ปี นับตั้งแต่วันส่งมอบ ผู้ขายต้องรับผิดชอบการแก้ไขหรือเปลี่ยนแปลงให้ใหม่จนใ้การใ้ค้ใ้ภายในกำหนดเวลาที่ผู้ใ้จะแจ้งใ้ทราบ โดยไม่คิดมูลค่าใด ๆ ทั้งสิ้น และถ้าผู้ขายดำเนินการล่าช้ากว่ากำหนดที่แจ้งใ้ทราบดังกล่าว ผู้ซื้อม่สิทธิจะดำเนินการแก้ไขเอง โดยผู้ขายจะต้องรับผิดชอบค่าใช้จ่ายในการนี้ทั้งหมด

8. ข้อกำหนดการควบคุมคุณภาพ

3.1 การรับประกันคุณภาพผลิตภัณฑ์

ผู้ผลิตหรือผู้แทนจำหน่ายต้องออกหนังสือรับรองคุณภาพเครื่องสูบน้ำและเครื่องยนต์ โดยระบุรายการดังต่อไปนี้ไว้ให้แนบชุดด้วย

- (1) ชื่อผลิตภัณฑ์และแบบรุ่น
- (2) ชื่อโรงงานผู้ผลิต
- (3) หมายเลขลำดับเครื่อง

3.2 การตรวจทดลอง

3.2.1 การตรวจพินิจ เป็นการตรวจสอบภาพทั่วไปโดยใช้สายตา และอาจทดลองโดยการใช้มือหรือเครื่องมืออย่างง่าย ๆ ให้ตรวจพินิจดังต่อไปนี้

- (1) ตรวจวัสดุที่ใช้สร้าง ให้เป็นไปตามข้อ 2.2
- (2) ตรวจสอบ ชนิดของเครื่องยนต์ ให้เป็นไปตามข้อ 2.3.2.1 และ 2.3.2.2
- (3) ตรวจสอบอุปกรณ์ประกอบเครื่องสูบน้ำ ให้เป็นไปตามข้อ 2.3.3
- (4) ตรวจสอบอุปกรณ์ประกอบเครื่องยนต์ ให้เป็นไปตามข้อ 2.3.4
- (5) ตรวจสอบการต่อและติดตั้ง ให้เป็นไปตามข้อ 2.3.5
- (6) ตรวจสอบ ให้เป็นไปตามข้อ 2.4
- (7) ตรวจสอบเครื่องหมาย ให้เป็นไปตามข้อ 2.5
- (8) ตรวจสอบอื่น ๆ ให้เป็นไปตามข้อ 2.6

3.2.2 การทดสอบ

ทดสอบสมรรถนะของเครื่องสูบน้ำว่าสามารถสูบน้ำได้ปริมาณน้ำตามที่กำหนดไว้ในข้อ 2.3.1

3.3 หลักเกณฑ์การตรวจรับ

3.3.1 การตรวจรับต้องผ่านข้อกำหนดการรับประกันคุณภาพผลิตภัณฑ์ ตามข้อ 3.1 และผ่านการตรวจพินิจตามข้อ 3.2.1 ทุกเครื่อง

3.3.2 การทดสอบตามข้อ 3.2.2 หากจัดซื้อคราวเดียวกันจำนวนหลายเครื่อง จำนวนเครื่องที่จะทดสอบให้อยู่ในคุณสมบัติของคณะกรรมการตรวจรับ แต่ต้องทดลองเดินมอเตอร์ไฟฟ้า (test run) ทุกเครื่อง

3.3.3 เกณฑ์ตัดสิน

เมื่อตรวจทดลองแล้วเป็นไปตามเกณฑ์ที่กำหนดทุกรายการ จึงจะถือว่าผ่านการตรวจรับ

คุณลักษณะเฉพาะพัสดุเลขที่ 4330012

หมายเลขพัสดุ 4330-001-0012



คุณลักษณะเฉพาะ

เครื่องสูบน้ำแบบหอยโข่ง ขนาดท่อส่ง 150 มิลลิเมตร (8 นิ้ว)

สูบน้ำได้ 3800 ลิตรต่อนาที ส่งน้ำได้สูง 13.5 เมตร ขับด้วยเครื่องยนต์ดีเซล

คุณลักษณะเฉพาะพัสดุเลขที่ 4330012
ประกาศ ณ วันที่ 21 มิถุนายน 2525

คุณลักษณะเฉพาะพัสดุเลขที่เดิมที่ยกเลิก —
ประกาศ ณ วันที่ —

ชื่อ เครื่องสูบน้ำแบบหอยโข่ง ขนาดท่อส่ง 150 มิลลิเมตร (6 นิ้ว)
สูบน้ำได้ 3800 ลิตรต่อนาที ส่งน้ำได้สูง 13.5 เมตร
ขับเคลื่อนด้วยเครื่องยนต์ดีเซล

หน่วยนับ เครื่อง

หมายเลขพัสดุ 4330-001-0012

1. ขอบเขตและประเภท

1.1 วัตถุประสงค์ในการใช้งาน

ใช้เกี่ยวกับงานสูบน้ำทั่วไปที่ต้องการปริมาณน้ำจำนวนมาก ๆ ซึ่งปริมาณน้ำที่สูบน้ำได้ต้องไม่น้อยกว่า 3800 ลิตรต่อ นาทีหรือประมาณ 1000 แกลลอน (อเมริกัน) ต่อนาที ในขณะที่มีระยะความสูงในการส่งน้ำ (total dynamic head) ไม่ต่ำกว่า 13.5 เมตรหรือประมาณ 45 ฟุต

1.2 ประเภท แบบ ชนิด และชั้นคุณภาพ

เป็นเครื่องสูบน้ำใบพัดเดี่ยว แบบหอยโข่ง ขนาดท่อส่ง 150 มิลลิเมตร (6 นิ้ว) ชนิดล่อน้ำด้วยระบบไอเสียจาก จากเครื่องยนต์ (exhaust priming) ขับด้วยเครื่องยนต์ดีเซล กำลังขับไม่น้อยกว่า 20 แรงม้า ที่รอบหมุนของเครื่องสูบน้ำ

2. ความต้องการ

2.1 นิยาม

ระยะความสูงในการส่งน้ำ (total dynamic head หรือ TDH) หมายถึง ระยะรวมของความสูงที่เครื่องสูบน้ำจะต้อง สูบและส่งน้ำไปถึง โดยรวมความสูงที่คิดจากความเสียดทานในการไหลของน้ำไว้ด้วย

2.2 วัสดุที่ใช้สร้าง

ส่วนประกอบที่สำคัญของเครื่องสูบน้ำต้องประกอบด้วย

- | | |
|---------------------------------|--|
| 2.2.1 ตัวเรือน (casing) | ทำด้วยเหล็กหล่อ |
| 2.2.2 ใบพัด (impeller) | ทำด้วยเหล็กหล่อหรือบรอนซ์ |
| 2.2.3 แหวนกันสึก (wearing ring) | ทำด้วยเหล็กหล่อหรือบรอนซ์ |
| 2.2.4 เพลา (shaft) | ทำด้วยเหล็กกล้าไร้สนิมหรือเหล็กกล้าคาร์บอน |
| 2.2.5 รองตลับ (bearing) | ต้องเป็นแบบลูกปืนหรือแบบเรียบ (bearing bush) |
| 2.2.6 เรือนอัด (stuffing box) | ต้องเป็นแบบที่ถอดและปรับได้ |

2.3 ลักษณะทั่วไป

- 2.3.1 สมรรถนะของเครื่องสูบน้ำ

สามารถสูบน้ำได้ปริมาณไม่น้อยกว่า 3800 ลิตรต่อนาที หรือประมาณ 1000 แกลลอน (อเมริกัน) ต่อนาที ในขณะที่มีระยะความสูงในการส่งน้ำ (TDH) ไม่ต่ำกว่า 13.5 เมตร หรือประมาณ 45 ฟุต มีรอบหมุนไม่เกิน 1800 รอบต่อนาที และมีประสิทธิภาพไม่ต่ำกว่าร้อยละ 70

2.3.2 แบบ ชนิด และสมรรถนะของเครื่องยนต์

2.3.2.1 เป็นเครื่องยนต์แบบ 4 จังหวะ ระบายความร้อนด้วยอากาศหรือด้วยน้ำระบบหม้อน้ำรังผึ้ง

2.3.2.2 ติดเครื่องโดยใช้ระบบไฟฟ้ากระแสตรง 12 โวลต์

2.3.2.3 มีกำลังม้าต่อเนื่อง (continuous brake horsepower) ไม่น้อยกว่า 20 แรงม้าที่รอบหมุนของเครื่องสูบน้ำ

2.3.3 อุปกรณ์ประกอบเครื่องสูบน้ำ

2.3.3.1 หัวกะโหลกขนาดเท่ากับทางดูดของเครื่องสูบน้ำจำนวน 1 อัน

2.3.3.2 ประตูน้ำทำด้วยเหล็กหล่อขนาดเท่ากับท่อส่งของเครื่องสูบน้ำจำนวน 1 อัน

2.3.3.3 ท่อดูดขนาดเท่ากับทางดูดของเครื่องสูบน้ำ เป็นแบบท่อเหล็กม้วนหนาไม่น้อยกว่า 3 มิลลิเมตร มีความยาวไม่น้อยกว่า 2.4 เมตร จำนวน 2 ท่อน พร้อมข้อต่อแบบหน้าแปลนหนาไม่น้อยกว่า 12 มิลลิเมตร ข้องอ 45 องศา และข้องอ 90 องศา อย่างละ 1 อัน รวมทั้งอุปกรณ์ที่สามารถต่อเข้ากับทางดูดของเครื่องสูบน้ำ และหัวกะโหลก

2.3.3.4 ท่อส่งขนาดเท่ากับทางส่งของเครื่องสูบน้ำ เป็นแบบท่อเหล็กม้วนมีความยาวไม่น้อยกว่า 2.4 เมตรจำนวน 2 ท่อน พร้อมหน้าแปลนและข้องอ 90 องศา จำนวน 1 อัน รวมทั้งอุปกรณ์ที่สามารถต่อเข้ากับทางส่งของเครื่องสูบน้ำ

2.3.3.5 อุปกรณ์อื่น ๆ ต้องมีครบถ้วนที่จะใช้งานได้ทันที

2.3.4 อุปกรณ์ประกอบเครื่องยนต์

2.3.4.1 ถังน้ำมันขนาดความจุไม่น้อยกว่า 50 ลิตร ติดตั้งอยู่บนฐานเดียวกันกับเครื่องสูบน้ำ

2.3.4.2 มอเตอร์สตาร์ทเตอร์ ไดนาโมชาร์จหรืออัลเตอเนเตอร์ แบตเตอรี่ 12 โวลต์และเรคูลเตเตอร์

2.3.4.3 หม้อพักท่อไอเสีย

2.3.4.4 แผงหน้าปัดติดตั้งในตำแหน่งที่เหมาะสมโดยมีแท่นวางรองรับ อย่างน้อยต้องมีเครื่องวัดและอุปกรณ์ต่าง ๆ ดังนี้

- (1) เครื่องวัดอุณหภูมิของน้ำหล่อเย็น (ในกรณีระบายความร้อนด้วยน้ำ)
- (2) เครื่องวัดความดันน้ำมันหล่อลื่น
- (3) เครื่องวัดรอบเครื่องยนต์
- (4) สวิตช์กุญแจสำหรับติดเครื่องยนต์

2.3.5 การต่อและติดตั้ง

2.3.5.1 การต่อเครื่องสูบน้ำเข้ากับเครื่องยนต์ต้องตรงโดยใช้ข้อต่อแบบบิดตัวได้ (flexible coupling)

2.3.5.2 เครื่องสูบน้ำ เครื่องยนต์ และอุปกรณ์อื่น ๆ จะต้องอยู่ด้วยกันบนฐานเหล็กซึ่งทำด้วยเหล็กทรงรางน้ำ (channel) ที่มีขนาดไม่น้อยกว่า 150 มิลลิเมตร x 70 มิลลิเมตร และความหนาที่ทรงรางไม่น้อยกว่า 6 มิลลิเมตร ความกว้างและความยาวของฐานเหล็กจะต้องมากกว่าความกว้างและความยาวของเครื่องสูบน้ำและเครื่องยนต์ที่ประกอบเข้าด้วยกันแล้ว

2.4 สี

เครื่องสูบน้ำ เครื่องยนต์ และฐานเหล็กต้องเป็นสีเดียวกัน

2.5 เครื่องหมาย

อย่างน้อยต้องมีเลขอักษรหรือเครื่องหมายแสดงข้อความดังต่อไปนี้ให้เห็นได้ง่ายและชัดเจนบนเครื่องสูบน้ำและเครื่องยนต์

- (1) ชื่อผู้ผลิตและหรือเครื่องหมายการค้า
- (2) แบบ รุ่น
- (3) หมายเลขลำดับเครื่อง
- (4) ชื่อประเทศผู้ผลิต

2.6 อื่น ๆ

2.6.1 มีหนังสือคู่มือการใช้และการบำรุงรักษาแบบป้องกัน (preventive maintenance) เป็นภาษาไทย และภาษาอังกฤษเครื่องละ 1 ชุด

2.6.2 มีหนังสือคู่มือการซ่อมและหนังสือรายการอะไหล่ของเครื่องสูบน้ำและมอเตอร์ไฟฟ้าเป็นภาษาอังกฤษเครื่องละ 1 ชุด นอกจากนี้จะมีหนังสือคู่มือ ฯ เป็นภาษาไทยด้วยก็ได้

2.6.3 มีเครื่องมือประจำเครื่องตามมาตรฐานล่าสุดของบริษัทผู้ผลิตเครื่องละ 1 ชุด

หมายเหตุ สำหรับข้อ 2.6.1 ข้อ 2.6.2 และข้อ 2.6.3ให้นำมาในวันส่งมอบ

2.6.4 การรับประกัน

2.6.4.1 ผู้ขายต้องแสดงหลักฐานการเป็นผู้แทนจำหน่ายจากผู้ผลิต ในกรณีที่มิได้เป็นผู้แทนจำหน่ายจากผู้ผลิตจะต้องมีหลักฐานการเป็นตัวแทนจำหน่ายจากผู้แทนจำหน่ายนำมาในวันเสนอราคา

2.6.4.2 ผู้ขายจะต้องมีหนังสือรับรองของผู้ผลิตหรือผู้แทนจำหน่ายว่าเครื่องสูบน้ำและเครื่องยนต์เป็นของใหม่ที่ไม่เคยใช้มาก่อน ในกรณีที่ผลิตภัณฑ์จากต่างประเทศผู้ขายจะต้องมีสำเนาใบนำสินค้าเข้าจากกรมศุลกากรแนบมาในวันส่งมอบ

2.6.4.3 ถ้าเครื่องสูบน้ำ เครื่องยนต์ และอุปกรณ์อื่น ๆ เกิดความเสียหายหรือขัดข้องประการใดที่มีได้เกิดจากการใช้งานตามปกติภายใน 1 ปี นับตั้งแต่วันส่งมอบ ผู้ขายต้องรับผิดชอบการแก้ไขหรือเปลี่ยนแปลงให้ใหม่จนใช้งานได้ดีภายในกำหนดเวลาที่ผู้ใช้จะแจ้งให้ทราบ โดยไม่คิดมูลค่าใด ๆ ทั้งสิ้น และถ้าผู้ขายดำเนินการล่าช้ากว่ากำหนดที่แจ้งให้ทราบดังกล่าว ผู้ซื้อจะมีสิทธิ์จะดำเนินการแก้ไขเอง โดยผู้ขายจะต้องรับผิดชอบค่าใช้จ่ายในการนี้ทั้งหมด

3. ข้อกำหนดการควบคุมคุณภาพ

3.1 การรับประกันคุณภาพผลิตภัณฑ์

ผู้ผลิตหรือผู้แทนจำหน่ายต้องออกหนังสือรับรองคุณภาพเครื่องสูบน้ำและเครื่องยนต์โดยระบุรายการดังต่อไปนี้ไว้ให้แน่ชัดด้วย

- (1) ชื่อผลิตภัณฑ์และแบบรุ่น
- (2) ชื่อโรงงานผู้ผลิต
- (3) หมายเลขลำดับเครื่อง

3.2 การตรวจทดลอง

3.2.1 การตรวจพินิจ เป็นการตรวจสอบสภาพทั่วไปโดยใช้สายตา และอาจทดลองโดยการใช้มือหรือเครื่องมืออย่างง่าย ๆ ให้ตรวจพินิจดังต่อไปนี้

- (1) ตรวจวัสดุที่ใช้สร้าง ให้เป็นไปตามข้อ 2.2

- (2) ตรวจสอบ ชนิดของเครื่องยนต์ ให้เป็นไปตามข้อ 2.3.2.1 และ 2.3.2.2
- (3) ตรวจสอบอุปกรณ์ประกอบเครื่องสูบน้ำ ให้เป็นไปตามข้อ 2.3.3
- (4) ตรวจสอบอุปกรณ์ประกอบเครื่องยนต์ ให้เป็นไปตามข้อ 2.3.4
- (5) ตรวจสอบการต่อและติดตั้ง ให้เป็นไปตามข้อ 2.3.5
- (6) ตรวจสอบ ให้เป็นไปตามข้อ 2.4
- (7) ตรวจสอบเครื่องหมาย ให้เป็นไปตามข้อ 2.5
- (8) ตรวจสอบอื่น ๆ ให้เป็นไปตามข้อ 2.6

3.2.2 การทดสอบ

ทดสอบสมรรถนะของเครื่องสูบน้ำว่าสามารถสูบน้ำได้ปริมาณน้ำตามที่กำหนดไว้ในข้อ 2.3.1

3.3 หลักเกณฑ์การตรวจรับ

- 3.3.1 การตรวจรับต้องผ่านข้อกำหนดการรับประกันคุณภาพผลิตภัณฑ์ ตามข้อ 3.1 และผ่านการตรวจพินิจตามข้อ 3.2.1 ทุกเครื่อง
- 3.3.2 การทดสอบตามข้อ 3.2.2 หากจัดซื้อคราวเดียวกันจำนวนหลายเครื่อง จำนวนเครื่องที่จะทดสอบให้อยู่ในดุลพินิจของคณะกรรมการตรวจรับ
- 3.3.3 เกณฑ์ตัดสิน
เมื่อตรวจทดลองแล้วเป็นไปตามเกณฑ์ที่กำหนดทุกรายการ จึงจะถือว่าผ่านการตรวจรับ

คุณลักษณะเฉพาะพัสดุเลขที่ 4320005

หมายเลขพัสดุ 4320-002-0005



คุณลักษณะเฉพาะ

เครื่องสูบน้ำแบบแกนชัก ขนาดท่อส่ง 50 มิลลิเมตร (2 นิ้ว)
ส่งน้ำได้สูง 60 เมตร สูบน้ำได้ 100 ลิตรต่อนาที ขับด้วยมอเตอร์ไฟฟ้า

คุณลักษณะเฉพาะพัสดุเลขที่ 4320005

ประกาศ ณ วันที่ 21 มิถุนายน 2525

คุณลักษณะเฉพาะพัสดุเลขที่เดิมที่ยกเลิก —

ประกาศ ณ วันที่ —

ชื่อพัสดุ	เครื่องสูบน้ำแบบแกนชัก ขนาดท่อส่ง 50 มิลลิเมตร (2 นิ้ว) ส่งน้ำได้สูง 60 เมตร สูบน้ำได้ 100 ลิตร ต่อนาที ขับด้วยมอเตอร์ไฟฟ้า
หน่วยนับ	เครื่อง
หมายเลขพัสดุ	4320-002-0005

1. ขอบเขตและประเภท

1.1 วัตถุประสงค์ในการใช้งาน

ใช้เกี่ยวกับงานสูบน้ำทั่วไปที่ต้องการส่งน้ำขึ้นที่สูง ซึ่งปริมาณน้ำที่สูบได้ต้องไม่น้อยกว่า 100 ลิตรต่อนาทีหรือประมาณ 26 แกลลอน (อเมริกัน) ต่อนาที ในขณะที่มีระยะความสูงในการส่งน้ำ (total dynamic head) ไม่ต่ำกว่า 60 เมตรหรือประมาณ 200 ฟุต

1.2 ประเภท แบบ ชนิด และชั้นคุณภาพ

เป็นเครื่องสูบน้ำแบบแกนชัก ขนาดท่อส่ง 50 มิลลิเมตร (2 นิ้ว) ชนิดขับด้วยมอเตอร์ไฟฟ้า กำลังขับไม่น้อยกว่า 2.2 กิโลวัตต์ หรือ 3 แรงม้า

2. เอกสารอ้างอิง

2.1 มาตรฐานผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรมท่อเหล็กกล้า มาตรฐานเลขที่ มอก. 276-2521

2.2 มาตรฐานผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรมท่อเหล็กกล้าอบสังกะสีชนิดท่อด้วยเกลียว มาตรฐานเลขที่ มอก. 277-2521

3. ความต้องการ

3.1 นิยาม

3.1.1 ระยะความสูงในการส่งน้ำ (total dynamic head หรือ TDH) หมายถึง ระยะรวมของความสูงที่เครื่องสูบน้ำจะต้องสูบและส่งน้ำไปถึง โดยรวมความสูงที่เกิดจากความเสียดทานในการไหลของน้ำไว้ด้วย

3.1.2 ท่อเหล็กประเภทที่ 2 หมายถึง ท่อเหล็กกล้าอบสังกะสีที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกสม่ำเสมอตลอดแบบมีตะเข็บและแบบไม่มีตะเข็บ มีความหนาของผนังท่อปานกลาง

3.1.3 ข้อต่อ (socket) หมายถึง อุปกรณ์ส่วนที่ใช้ต่อท่อเหล็ก 2 ท่อนเข้าด้วยกันด้วยการขันเกลียว

3.1.4 ขนาดระบุ หมายถึง เส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อเหล็กโดยประมาณ ซึ่งอาจผันแปรตามความหนาของผนังท่อในแต่ละขนาดระบุเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกให้ขึ้นอยู่กับมิติของเกลียวท่อ

3.2. วัสดุที่ใช้สร้าง

ส่วนประกอบที่สำคัญของเครื่องสูบน้ำต้องประกอบด้วย

- 3.2.1 เสื้อสูบ (cylinder) ทำด้วยเหล็กหล่อ
- 3.2.2 ปลอกสูบ (cylinder liner) เป็นแบบถอดเปลี่ยนได้
- 3.2.3 ลูกสูบ (piston) เป็นแบบใช้ลูกหนังหรือลูกยาง (piston cup)
- 3.2.4 แกนสูบ (piston rod) ทำด้วยเหล็กกล้าไร้สนิม
- 3.2.5 ลิ้น (valve) เป็นแบบใช้สปริงกดและเบาะลิ้น (valve seats) ต้องเป็นแบบถอดเปลี่ยนได้

3.3 ลักษณะทั่วไป

3.3.1 สมรรถนะของเครื่องสูบน้ำ

สามารถสูบน้ำได้ปริมาณไม่น้อยกว่า 100 ลิตรต่อวินาที หรือประมาณ 26 แกลลอน (อเมริกัน) ต่อวินาที ในขณะที่มีระยะความสูงในการส่งน้ำ ไม่ต่ำกว่า 60 เมตร หรือประมาณ 200 ฟุต ที่รอบหมุนของเพลาช้อเหวี่ยง ไม่เกิน 300 รอบต่อวินาทีหรือจำนวนชัก (working stroke) ไม่เกิน 150 ครั้งต่อวินาที

3.3.2 แบบ ชนิด และสมรรถนะของมอเตอร์ไฟฟ้า

- 3.3.2.1 เป็นแบบใช้ไฟฟ้ากระแสสลับ 3 เฟส 50 เฮิร์ตซ์ 380 โวลต์
- 3.3.2.2 ให้กำลังไม่น้อยกว่า 2.2 กิโลวัตต์หรือ 3 แรงม้าและมีรอบหมุนไม่เกิน 1500 รอบต่อวินาที
- 3.3.2.3 มอเตอร์ไฟฟ้าเป็นชนิด squirrel-cage motor

3.3.3 อุปกรณ์ประกอบเครื่องสูบน้ำ

- 3.3.3.1 ต้องมีกระเปาะอากาศ (air chamber) เพื่อให้การไหลของน้ำออกจากเครื่องสูบน้ำไม่ขาดตอนเป็นช่วง
- 3.3.3.2 ต้องมีหัวกะโหลกขนาดเท่ากับทางสุดของเครื่องสูบน้ำจำนวน 1 อัน
- 3.3.3.3 ต้องมีท่อเหล็กอบสังกะสีขนาดระบุเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก ความหนาของผนังท่อและน้ำหนักต่อเมตรของท่อเหล็กประเภท 2 เป็นไปตามมาตรฐานผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรมท่อเหล็กกล้าอบสังกะสีชนิดต่อด้วยเกลียวมาตรฐานเลขที่ มอก. 276 และมาตรฐานเลขที่ มอก. 277 ข้อ 4.1 ตารางที่ 2 ขนาดเท่ากับทางสุด และทางส่งของเครื่องสูบน้ำความยาวท่อละ 6 เมตร จำนวนอย่างละ 1 ท่อนพร้อมข้อต่อและที่กันเกลียว

3.3.3.4 เกณฑ์ความคลาดเคลื่อนของขนาดท่อเหล็กตามที่ระบุไว้ในข้อ 3.3.3.3 ให้เป็นไปตาม มอก. 276

3.3.4 อุปกรณ์ประกอบมอเตอร์ไฟฟ้า

- 3.3.4.1 สายไฟฟ้าขนาดเหมาะสมมีความยาวไม่น้อยกว่า 10 เมตร
- 3.3.4.2 ต้องมีสวิตช์ตัดต่อ (circuit breaker) ขนาดที่เหมาะสมจำนวน 1 อัน
- 3.3.4.3 อุปกรณ์อื่น ๆ ต้องมีครบถ้วนที่จะใช้งานได้ทันที

3.3.5 การต่อและติดตั้งมอเตอร์ไฟฟ้า

- 3.3.5.1 ต้องติดตั้งอยู่บนแท่นที่แข็งแรงบนเครื่องสูบน้ำ
- 3.3.5.2 ให้ใช้สายพานแบบวี (Vee-belt) ขนาดและจำนวนที่เหมาะสมในการขับเคลื่อนเครื่องสูบน้ำ

3.4 สี

เครื่องสูบน้ำ มอเตอร์ไฟฟ้า และฐานหลักต้องเป็นสีเดียวกัน

3.5 เครื่องหมาย

อย่างน้อยต้องมีเลขอักษรหรือเครื่องหมายแสดงข้อความดังต่อไปนี้ให้เห็นได้ง่ายและชัดเจนบนเครื่องสูบน้ำและมอเตอร์ไฟฟ้า

- (1) ชื่อผู้ผลิตและหรือเครื่องหมายการค้า
- (2) แบบ รุ่น
- (3) หมายเลขลำดับเครื่อง
- (4) ชื่อประเทศผู้ผลิต

3.6 อื่น ๆ

3.6.1 มีหนังสือคู่มือการใช้และการบำรุงรักษาแบบป้องกัน (preventive maintenance) เป็นภาษาไทย และภาษาอังกฤษเครื่องละ 1 ชุด

3.6.2 มีหนังสือคู่มือการซ่อมและหนังสือรายการอะไหล่ของเครื่องสูบน้ำและมอเตอร์ไฟฟ้าเป็นภาษาอังกฤษเครื่องละ 1 ชุด นอกจากนี้จะมีหนังสือคู่มือ 4 เป็นภาษาไทยด้วยก็ได้

3.6.3 มีเครื่องมือประจำเครื่องตามมาตรฐานล่าสุดของบริษัทผู้ผลิตเครื่องละ 1 ชุด

หมายเหตุ สำหรับข้อ 3.6.1 ข้อ 3.6.2 และข้อ 3.6.3ให้นำมาในวันส่งมอบ

3.6.4 การรับประกัน

3.6.4.1 ผู้ขายต้องแสดงหลักฐานการเป็นผู้แทนจำหน่ายจากผู้ผลิต ในกรณีที่มิได้เป็นผู้แทนจำหน่ายจากผู้ผลิตจะต้องมีหลักฐานการเป็นตัวแทนจำหน่ายจากผู้แทนจำหน่ายนำมาในวันเสนอราคา

3.6.4.2 ผู้ขายจะต้องมีหนังสือรับรองของผู้ผลิตหรือผู้แทนจำหน่ายว่าเครื่องสูบน้ำและมอเตอร์ไฟฟ้าเป็นของใหม่ที่ไม่เคยใช้มาก่อน ในกรณีที่เป็ผลิตภัณ์จากต่างประเทศผู้ขายจะต้องมีสำเนาใบนำสินค้าเข้าจากกรมศุลกากรแนบมาในวันส่งมอบ

3.6.4.3 ถ้าเครื่องสูบน้ำ มอเตอร์ไฟฟ้า และอุปกรณ์อื่น ๆ เกิดความเสียหายหรือขัดข้องประการใดที่มีได้เกิดจากการใช้งานตามปกติภายใน 1 ปี นับตั้งแต่วันส่งมอบ ผู้ขายต้องรับผิดชอบการแก้ไขหรือเปลี่ยนแปลงให้ใหม่จนใช้การได้ดีภายในกำหนดเวลาที่ผู้ซื้อจะแจ้งให้ทราบ โดยไม่คิดมูลค่าใด ๆ ทั้งสิ้น และถ้าผู้ขายดำเนินการล่าช้ากว่ากำหนดที่แจ้งให้ทราบดังกล่าว ผู้ซื้อมีสิทธิ์จะดำเนินการแก้ไขเอง โดยผู้ขายจะต้องรับผิดชอบค่าใช้จ่ายในการนี้ทั้งหมด

4. ข้อกำหนดการควบคุมคุณภาพ

4.1 การรับประกันคุณภาพผลิตภัณฑ์

ผู้ผลิตหรือผู้แทนจำหน่ายต้องออกหนังสือรับรองคุณภาพเครื่องสูบน้ำและมอเตอร์ไฟฟ้าโดยระบุรายการดังต่อไปนี้ไว้ให้แน่ชัดด้วย

- (1) ชื่อผลิตภัณฑ์และแบบรุ่น
- (2) ชื่อโรงงานผู้ผลิต
- (3) หมายเลขลำดับเครื่อง

4.2 การตรวจทดลอง

4.2.1 การตรวจพินิจ เป็นการตรวจสอบภาพทั่วไปโดยใช้สายตา และอาจทดลองโดยการใช้มือหรือเครื่องมืออย่างง่าย ๆ ให้ตรวจพินิจดังต่อไปนี้

- (1) ตรวจวัสดุที่ใช้สร้าง ให้เป็นไปตามข้อ 3.2
- (2) ตรวจสอบ ชนิดของมอเตอร์ไฟฟ้า ให้เป็นไปตามข้อ 3.3.2.1 และ 3.3.2.3
- (3) ตรวจสอบอุปกรณ์ประกอบเครื่องสูบน้ำ ให้เป็นไปตามข้อ 3.3.3
- (4) ตรวจสอบอุปกรณ์ประกอบมอเตอร์ไฟฟ้า ให้เป็นไปตามข้อ 3.3.4
- (5) ตรวจสอบการต่อและติดตั้งมอเตอร์ไฟฟ้า ให้เป็นไปตามข้อ 3.3.5
- (6) ตรวจสอบ ให้เป็นไปตามข้อ 3.4
- (7) ตรวจสอบเครื่องหมาย ให้เป็นไปตามข้อ 3.5
- (8) ตรวจสอบอื่น ๆ ให้เป็นไปตามข้อ 3.6

4.2.2 การทดสอบ

ทดสอบสมรรถนะของเครื่องสูบน้ำว่าสามารถสูบน้ำได้ปริมาณน้ำตามที่กำหนดไว้ในข้อ 3.3.1

4.3 หลักเกณฑ์การตรวจรับ

4.3.1 การตรวจรับต้องผ่านข้อกำหนดการรับประกันคุณภาพผลิตภัณฑ์ ตามข้อ 4.1 และผ่านการตรวจพินิจตามข้อ 4.2.1 ทุกเครื่อง

4.3.2 การทดสอบตามข้อ 4.2.2 หากจัดซื้อคราวเดียวกันจำนวนหลายเครื่อง จำนวนเครื่องที่จะทดสอบให้อยู่ในดุลพินิจของคณะกรรมการตรวจรับ แต่ต้องทดลองเดินมอเตอร์ไฟฟ้า (test run) ทุกตัว

4.3.3 เกณฑ์ตัดสิน

เมื่อตรวจทดลองแล้วเป็นไปตามเกณฑ์ที่กำหนดทุกรายการ จึงจะถือว่าผ่านการตรวจรับ

ข้อกำหนดรายละเอียดเครื่องสูบน้ำ โครงการสูบน้ำด้วยไฟฟ้า ประกอบแจ้งความประกวดราคาที่ พ.ค. 32/2523

1. วัตถุประสงค์

เพื่อจัดซื้อเครื่องสูบน้ำแบบหอยโข่งขนาด 12 นิ้ว พร้อมอุปกรณ์สำหรับใช้ในงานโครงการสูบน้ำด้วยไฟฟ้า โดยเป็นเครื่องสูบน้ำที่มีอัตราการสูบน้ำไม่น้อยกว่า 4,000 US.GPM จำนวน 30 ชุด

2. ข้อกำหนดรายละเอียด

2.1 ชุดเครื่องสูบน้ำพร้อมมอเตอร์ไฟฟ้า (PUMP AND MOTOR SETS)

เครื่องสูบน้ำ 30 ชุด แต่ละชุดประกอบด้วยเครื่องสูบน้ำ (Pump) ขับตรงด้วยมอเตอร์ไฟฟ้า (Motor) โดยใช้ข้อต่ออ่อน (Flexible coupling) ติดตั้งบนฐานหลักเดียวกัน มีแผงควบคุมการทำงาน (Control panel) สำหรับบังคับให้มอเตอร์ไฟฟ้า (Motor) ทำงานหรือหยุดทำงานเพื่อป้องกันความเสียหายอันเนื่องมาจากมอเตอร์ไฟฟ้า (Motor) ทำงานเกินกำลัง มีรายละเอียดดังต่อไปนี้

2.1.1 เครื่องสูบน้ำ (Pump)

2.1.1.1 เป็นเครื่องสูบน้ำชนิดหอยโข่ง (Centrifugal Pump) แบบ Single stage, Double suction, Horizontally split casing ที่เป็นผลิตภัณฑ์มาตรฐาน (Standard Products) ของโรงงานผู้ผลิตกลุ่มประเทศ ยุโรป สหรัฐอเมริกา ออสเตรเลีย และประเทศญี่ปุ่น หรือผลิตจากโรงงานภายใต้ License โดยต้องทำการผลิตเครื่องสูบน้ำแบบและขนาดไม่ต่ำกว่าที่สำนักงานพลังงานแห่งชาติต้องการซื้อ เป็นเวลาไม่น้อยกว่า 5 ปี โดยต้องมีใบรับรองและหลักฐานการขายจากโรงงานเจ้าของ License มาแสดงด้วย โดยโรงงานผู้ผลิตได้มีการทดสอบคุณสมบัติทางวิชาการและจัดทำ Characteristic Curves เป็นที่เชื่อถือและในขณะนี้โรงงานยังผลิตจำหน่ายอยู่เป็นประจำ ทั้งนี้ยกเว้นการเปลี่ยนแปลงหรือแก้ไขปรับปรุง แก้ไข เล็ก ๆ น้อย ๆ (Modification) เพื่อให้เครื่องสูบน้ำมีคุณภาพดีขึ้น

2.1.1.2 สามารถสูบน้ำได้ดังนี้

อัตราการสูบน้ำ	4,000 US.GPM
ความดันน้ำรวม (TDH)	25 เมตร
ประสิทธิภาพไม่น้อยกว่า	80%
Net Positive Suction Head	ไม่เกิน 7.7 เมตร

2.1.1.3 ตัวหอยโข่ง (CASINGS)

- ก. เป็นชนิด Horizontal-Split Casing Type
- ข. ต้องมี Wearing Rings
- ค. ทำด้วย Cast Iron ASTM A 48 Class 25B หรือเทียบเท่า
- ง. มิติของหน้าแปลน (Dimension of Flange) ตามมาตรฐาน (Standard) ANSI 125 1b

2.1.1.4 ใบพัด (IMPELLERS)

- ก. ต้องมี Wearing Rings

- ข. ทำด้วย Bronze ASTM B 584 หรือ Cast Iron ASTM A 48 Class 25 B หรือเทียบเท่า
- ค. จะต้องมีการถ่วง (Balancing) มาแล้วอย่างดีจากโรงงานผู้ผลิต

2.1.1.5 เพลา (SHAFTS)

- ก. ทำด้วย Steel ASTM 4140 หรือเทียบเท่า
- ข. มี Shaft sleeves ทำด้วย Steel หรือ Bronze

2.1.1.6 ประกันกันรั่ว (STUFFING BOX)

เป็นชนิด Packing and Quench Types

2.1.1.7 ลูกปืน (BEARINGS)

- ก. เป็นชนิด Heavy duty
- ข. Grease หรือ Oil Lubrication

2.1.1.8 หนังสือคู่มือ (BOOKS)

- มีหนังสือคู่มือของโรงงานผู้ผลิต 2 ชุด ซึ่งแต่ละชุดประกอบด้วย
 - ก. Operation Manual
 - ข. Service Manual
 - ค. Parts Book

2.1.1.9 เสนอรายละเอียดพร้อม Catalogues และ Characteristic Curves ตัวจริงจากโรงงานผู้ผลิต ของเครื่องสูบน้ำ พร้อมทั้งเอกสารแสดงรายละเอียดการปรับปรุงแก้ไขเครื่องสูบน้ำในกรณี que เครื่องสูบน้ำที่เสนอเป็นเครื่องที่บริษัทผู้ผลิตได้ปรับปรุงแก้ไข เอกสารที่มีการแก้ไขจะถือว่าผิดข้อกำหนดรายละเอียดและจะไม่ได้รับการพิจารณา

2.1.2 มอเตอร์ไฟฟ้า (MOTORS)

2.1.2.1 เป็นผลิตภัณฑ์มาตรฐานของโรงงานผู้ผลิตซึ่งได้มีการทดสอบคุณสมบัติทางวิชาการเป็นที่เชื่อถือและขณะนี้ก็ยังผลิตจำหน่ายอยู่เป็นประจำ

2.1.2.2 เป็นชนิด 3-phase, 380 Volt, 50 Hz, Totally-Enclosed, Fan-cooled, Squirrel cage, Induction Motors.

2.1.2.3 DESIGN B (NEMA) หรือเทียบเท่า

2.1.2.4 Insulation Class B (AIEE) หรือเทียบเท่า

2.1.2.5 หมุนด้วยความเร็วไม่เกิน 1500 รอบ/ นาที

2.1.2.6 มีขนาดกำลังขับ (Output) ไม่น้อยกว่า 150 แรงม้า

2.1.2.7 เมื่อมีการะไฟฟ้ามากกว่า 50% Motor จะมีประสิทธิภาพไม่น้อยกว่า 90%

2.1.2.8 เสนอรายละเอียดพร้อม Catalogue

2.1.3 ข้อต่อ (COUPLING)

2.1.3.1 เป็นชนิดข้อต่ออ่อน (FLEXIBLE COUPLING)

2.1.3.2 สามารถรับแรงบิดของมอเตอร์ไฟฟ้า (Motor) และสามารถปรับ Alignment ระหว่างเครื่องสูบน้ำ (Pump) และมอเตอร์ไฟฟ้า (Motor) ได้ในตัวตามมาตรฐานทางวิชาการ

2.1.3.3 เสนอรายละเอียดพร้อม Catalogue

2.1.4 ฐานเครื่อง (BEDPLATE)

2.1.4.1 ทำด้วย Cast Iron หรือ Fabricated Steel

2.1.4.2 มี Eye bolts ใช้สำหรับยกเครื่องทั้งชุด และ Foundation holes สำหรับยึดฐานเครื่อง

2.1.4.3 เสนอรายละเอียดพร้อม Catalogue และ/หรือ Drawing แสดงขนาด (Dimensions) ต่าง ๆ เพื่อประโยชน์ในการติดตั้ง

2.1.5 แผงควบคุมการทำงาน (CONTROL PANELS)

2.1.5.1 เพื่อใช้สำหรับควบคุมการทำงานของมอเตอร์และป้องกันความเสียหายอันเนื่องมาจากมอเตอร์ทำงานเกินกำลัง ซึ่งเหมาะที่จะใช้กับมอเตอร์ที่มีขนาดไม่ต่ำกว่า 150 Hp, 380 V, 3-Phases, 50 Hz.

2.1.5.2 รูปแบบของตู้แผงสวิทช์ควบคุมการทำงาน

2.1.5.2.1 การวางเครื่องวัดและอุปกรณ์อาจเปลี่ยนแปลงไปจาก Drawing ที่แนบท้ายของสำนักงานพลังงานแห่งชาติ ได้ตามความเหมาะสม ซึ่งคณะกรรมการจะเป็นผู้พิจารณา (ความเหมาะสม) อีกครั้งหนึ่ง

2.1.5.2.2 เป็นตู้เหล็กตั้งยืนบนพื้น ติดตั้งภายนอกอาคารแบบ Key-locked มีขนาด (Dimension) ไม่น้อยกว่า 180 x 75 x 50 เซนติเมตร และต้องมียาง (Seal) กันน้ำและละอองน้ำเป็นอย่างดี

2.1.5.2.3 ทำด้วยแผ่นเหล็กมีขนาดความหนาไม่น้อยกว่าเบอร์ 16 ทาสีรองพื้นกันสนิม 2 ชั้น แล้วจึงทาสีภายนอก ซึ่งคณะกรรมการจะทำการตรวจสอบโดยการขูดสีภายนอกบางแห่งออกเพื่อดูชั้นสีภายใน โดยผู้เสนอราคาจะต้องแนบสีที่ขูดออกให้ภายหลังการตรวจรับ

2.1.5.3 อุปกรณ์ไฟฟ้า

2.1.5.3.1 No-fuse Circuit Breaker ต้องมีขนาดไม่น้อยกว่า 350 AT/400 AF, 380 Volt 3-phase, 50 Hz A.C. INTERRUPTING CAPACITY ไม่น้อยกว่า 30 KA

2.1.5.3.2 Automatic Star-delta Starter ต้องประกอบด้วย 3 Magnetic Contactors พร้อม Thermal Overload Relay และ Mechanical Time-Lag Relay โดยมี

2.1.5.3.2.1 Main Contactor และ Delta Contactor ต้องมีขนาดทนกระแสไฟฟ้าได้ไม่น้อยกว่า 160 Amp, 380 Volts, 50 Hz (AC 3)

2.1.5.3.2.2 Star Contactor ต้องมีขนาดทนกระแสไฟฟ้าได้ไม่น้อยกว่า 80 Amp, 380 Volt, 50 Hz (AC 3)

2.1.5.3.3 Remote Start-Stop push Button

2.1.5.3.4 Voltmeter 0-500 V, accuracy 1.5 พร้อม Volt Selector switch

2.1.5.3.5 Ammeter 0-400 A, accuracy 1.5 พร้อม Amp Selector switch และ current transformer ขนาด 400/5 Amp. จำนวน 3 ชุด

2.1.5.3.6 Automatic main failure and under voltage protection 1 ชุด

2.1.5.3.7 Power fuse ขนาดไม่น้อยกว่า 400 Amp, 3-phase พร้อมด้วย fuse link ขนาด 315 Amp.

2.1.5.3.8 Signal lamp, Red and Green

2.1.5.3.9 มิวเจอร์ไฟฟ้าแสงสว่าง พร้อม No-Fuse breaker ขนาด 220 Volt, Single phase ขนาด 20 Amp.

2.1.5.3.10 Complete Power and Control wiring

2.1.5.3.11 ผู้เสนอราคาแต่ละรายต้องแนบ Catalogue พร้อมรายละเอียดของอุปกรณ์ไฟฟ้า และ wiring diagram (ในกรณีที่ต้องการเปลี่ยนแปลงรูปแบบของตู้ ผู้เสนอราคาจะต้องแนบ drawing ของตู้แผงสวิทช์ พร้อมรายละเอียดการวางอุปกรณ์บน panel board มาพร้อมด้วย)

2.1.6 PRESSURE GUAGES

2.1.6.1 จำนวน 1 ชุด

2.1.6.2 มีท่อทองแดงขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 6.25 มม. (1/4 นิ้ว) พร้อมข้อต่อที่ปลายทั้งสองข้างยาวไม่น้อยกว่า 3 เมตร

2.1.6.3 ขนาดหน้าปัด 100 มม. (4 นิ้ว)

2.1.6.4 สามารถวัดความดันได้ไม่น้อยกว่า 7 กก./ตร.ซม. (100 psi)

2.1.6.5 สามารถอ่านความดันได้ละเอียด 70 กรัม/ ตร.ซม. (1 psi)

2.1.7 VACUUM GUAGE

2.1.7.1 จำนวน 1 ชุด

2.1.7.2 มีท่อทองแดงขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 6.25 มม. (1/4 นิ้ว) พร้อมข้อต่อที่ปลายทั้งสองข้าง ยาวไม่น้อยกว่า
ชุดละ 3 เมตร

2.1.7.3 ขนาดหน้าปัทม์ 100 มม. (4 นิ้ว)

2.1.7.4 สามารถใช้วัดความดันที่ต่ำกว่าบรรยากาศได้ถึง 760 มม. (36 นิ้ว) ความสูงปรอท

2.1.8 TOOLS

2.1.8.1 ใช้สำหรับซ่อมเล็กน้อยได้ เช่น เปลี่ยน Seal, Bearing และ Packing เป็นต้น เครื่องละ 1 ชุด

2.1.8.2 เสนอรายละเอียดพร้อม Catalogue

2.2 อะไหล่ (Spare Parts)

2.2.1 เป็นอะไหล่ซึ่งใช้กับ Pump ตามข้อ 2.1.1 จำนวน 30 ชุด แต่ละชุดสามารถใช้ซ่อมเครื่องสูบน้ำได้ 1 เครื่อง
ประกอบด้วย

2.2.1.1 Impeller	จำนวน 1 ชุด
2.2.1.2 Casing Wearing Ring	จำนวน 1 ชุด
2.2.1.3 Impeller wearing Ring	จำนวน 1 ชุด
2.2.1.4 Shaft sleeves	จำนวน 1 ชุด
2.2.1.5 Seals and O-ring Set	จำนวน 1 ชุด
2.2.1.6 Packing set	จำนวน 1 ชุด
2.2.1.7 Gasket set	จำนวน 1 ชุด

2.3 อุปกรณ์ประกอบเครื่องสูบน้ำ

2.3.1 Foot Valve and Basket Strainers

2.3.1.1 จำนวน 40 ชุด

2.3.1.2 ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 350 มม. (14 นิ้ว) หน้าแปลนตามมาตรฐาน USAS B 16.1 Class 150

2.3.1.3 ยึดติดกันได้โดยใช้ Bolts & Nuts

2.3.1.4 ให้เสนอรายละเอียดพร้อม Catalogue และ/ หรือ Drawing แสดงขนาดต่าง ๆ (Dimensions) ของ
โรงงานผู้ผลิตเพื่อประกอบการพิจารณา

2.3.2 Valves and Fittings

รายการที่ 2.3.2.1, 2.3.2.2, 2.3.2.3 และ 2.3.2.4 ทำด้วย Cast Iron โดยจะต้องให้ได้ขนาด (Dimensions)
ตามมาตรฐาน USAS B 16.1 class 125 (Cast Iron)

รายการที่ 2.3.2.5 ทำด้วย Steel โดยจะต้องให้ได้ขนาด (Dimensions) ตามมาตรฐาน USAS B 16.5 Class 150

ให้เสนอรายละเอียดพร้อม Catalogue และ/ หรือ Drawing แสดงขนาดต่าง ๆ (Dimensions) และชื่อโรงงาน
ผู้ผลิตเพื่อประกอบการพิจารณา ประกอบด้วยสิ่งของต่าง ๆ 5 รายการคือ

2.3.2.1 Regular Flanged 90°- Elbow

ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 350 มม. (14 นิ้ว) จำนวน 30 ชุด

2.3.2.2 Regular Flanged 45°- Elbow

ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 300 มม. (12 นิ้ว) จำนวน 30 ชุด

2.3.2.3 Gate Valves

ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 300 มม. (12 นิ้ว) จำนวน 30 ชุด

2.3.2.4 Check Valves

เป็นชนิดที่มี By - Pass Valve มีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 300 มม. (12 นิ้ว) จำนวน 30 ชุด

2.3.2.5 Flanges sets

(แต่ละชุดประกอบด้วย หน้าจาน 1 อัน ประเก็น 1 อัน Bolt & Nut 12 ตัว)

ก. ใช้เชื่อมกับท่อขนาด 350 มม. (14 นิ้ว) จำนวน 120 ชุด

ข. ใช้เชื่อมกับท่อขนาด 300 มม. (12 นิ้ว) จำนวน 9 ชุด

2.3.3 Priming Pumps

2.3.3.1 จำนวน 30 ชุด

2.3.3.2 แต่ละชุดประกอบด้วย Pump ขับตรงด้วย Motor โดยใช้ Flexible Coupling และติดตั้งอยู่บนฐานหลัก
อย่างแข็งแรง

2.3.3.3 หมุนด้วยอัตราความเร็วไม่เกิน 1,500 รอบต่อนาที

2.3.3.4 Pump เป็นชนิด Centrifugal Pumps สูบน้ำได้ไม่น้อยกว่า 1.26 ลิตร/วินาที (20 US.GPM) มี TDH
6 เมตร (20 ฟุต)

2.3.3.5 Motor เป็นชนิด Totally Enclosed, fan-cooled Induction Motor ขนาดกำลังขับ (Out Put) ไม่น้อยกว่า
3/4 แรงม้า

2.3.3.6 มี Circuit Breaker สำหรับควบคุมการทำงานของ Motor มีขนาดเหมาะสมกับขนาดของ Motor ที่
เสนอราคา

2.3.3.7 มี Foot valve และ Suction strainer

2.3.3.8 เสนอรายละเอียดพร้อม Catalogue เพื่อประกอบการพิจารณา

2.3.4 ท่อเหล็กส่งน้ำ (Steel suction Pipe)

2.3.4.1 จำนวน 80 ท่อน

2.3.4.2 เป็นท่อเหล็กเหนียว (Steel) ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 350 มม. (14 นิ้ว) หนาไม่น้อยกว่า 7.9 มม. ยาวท่อนละ
6 เมตร

2.3.4.3 ลักษณะของท่อ (ก) ท่อไร้ตะเข็บ (Seamless) หรือ (ข) มีตะเข็บตามแนวยาวของท่อไม่เกิน 1 รอย และ
ตะเข็บตามแนวขวางของท่อไม่เกิน 1 รอย อย่างใดอย่างหนึ่งหรือทั้งสอง แต่ต้องไม่ใช่ Spiral type

2.3.5 Chain Block

2.3.5.1 จำนวน 30 ชุด

2.3.5.2 สามารถยกน้ำหนักได้ไม่น้อยกว่า 3 ตัน

2.3.5.3 ให้เสนอรายละเอียดพร้อม Catalogue

3. การเสนอราคา

3.1 ผู้เสนอจะต้องเสนอเอกสารต่าง ๆ เพื่อประกอบการพิจารณาดังนี้

3.1.1 Characteristic Curves ของ Pumps ตัวจริง ซึ่งจัดทำโดยบริษัทผู้ผลิตแสดงขีดความสามารถและประสิทธิภาพ
ในการสูบน้ำที่ความดันน้ำ (TDH) ต่าง ๆ

3.1.2 ในกรณีที่เสนอวัสดุหรือสิ่งของที่แตกต่างกันไปจากมาตรฐานที่กำหนด ให้เสนอตารางเปรียบเทียบสาระสำคัญของ
มาตรฐานที่เสนอ และมาตรฐานที่กำหนดไว้อย่างชัดเจน เพื่อให้กรรมการพิจารณา

- 3.1.3 ระบุจำนวนชิ้นของรายการอะไหล่ และเครื่องมือซ่อมบำรุงตามข้อ 2.2 และข้อ 2.1.8 อย่างชัดเจน
- 3.2 ให้ระบุหน้าและบรรทัดใน Catalogue ที่แสดงรายละเอียดของสิ่งของที่เสนอราคาตามข้อ 2 ทุกรายการอย่างชัดเจน
- 3.3 ให้เสนอราคาเครื่องสูบน้ำตามข้อ 2.1 และอะไหล่ ตามข้อ 2.2 เป็นราคาชุดละ และราคารวม 1 ชุด ของเครื่องสูบน้ำพร้อมอะไหล่ ทั้งนี้สำนักงานพลังงานแห่งชาติจะพิจารณาซื้อจากผู้เสนอราคารวมเครื่องสูบน้ำพร้อมอะไหล่แต่ละชุดที่ถูกต้องตามข้อกำหนดรายละเอียดโดยไม่แยกซื้อ
- 3.4 ให้เสนอราคาอะไหล่ตามข้อ 2.2 ซึ่งเสนอราคาต่อชุดตามข้อ 3.3 และอุปกรณ์เครื่องสูบน้ำตามข้อ 2.3 แยกตามรายการย่อย เฉพาะรายการตาม 2.3 สำนักงานพลังงานแห่งชาติสงวนสิทธิที่จะลดหรือเพิ่มจำนวนหน่วย หรือซื้อรายการใดรายการหนึ่งเป็นจำนวนเท่าใด หรือจะไม่จัดซื้อทั้งรายการก็ได้ แต่ทั้งนี้การลดหรือเพิ่มนั้นจะไม่เกิน 25 เปอร์เซ็นต์ของราคาที่เสนอทั้งหมด
- 3.5 ให้เสนอราคาโดยกรอกรายละเอียดในแบบรายการเสนอราคาของสำนักงานพลังงานแห่งชาติแนบท้าย
- 3.6 สำนักงานพลังงานแห่งชาติสงวนสิทธิที่จะไม่พิจารณาผู้ที่เสนอเอกสารตามที่ระบุไว้ไม่ครบถ้วนและไม่ตรงตามความต้องการของสำนักงานพลังงานแห่งชาติ ตามที่ระบุไว้ในข้อ 3.1
- 3.7 ผู้เสนอราคาจะต้องรับประกันสิ่งของทุกรายการสำหรับความเสียหาย ซึ่งเกิดขึ้นเมื่อใช้งานตามปกติและถูกต้อง เป็นระยะเวลาไม่น้อยกว่า 1 ปี

4. การตรวจรับ

ชุดเครื่องสูบน้ำพร้อมมอเตอร์ไฟฟ้า (Pump and Motor Sets)

- 4.1 ผู้เสนอราคาได้จะต้องยื่นหนังสือรับรอง พร้อมทั้งรายละเอียดการตรวจสอบและการทดลองของโรงงานผู้ผลิต ซึ่งแสดงว่า Pumps และ Motors ถูกต้องตามรายละเอียดในใบเสนอราคา ซึ่งผู้เสนอราคาได้ยื่นของประกวดราคาไว้กับสำนักงานพลังงานแห่งชาติ ทั้งนี้เพื่อที่กรรมการตรวจรับจะได้ยึดถือเป็นเอกสารซึ่งแสดงว่าผู้เสนอได้สิ่งของถูกต้องตามใบเสนอราคาแล้ว แต่สำนักงานพลังงานแห่งชาติสงวนสิทธิที่จะดำเนินการทดสอบอีกครั้ง เมื่อตรวจรับ หากพิจารณาเห็นว่ามีความจำเป็น
- 4.2 ในกรณีที่เป็ผลผลิตกัน้จากต่างประเทศ ผู้เสนอราคาได้จะต้องแนบเอกสารการนำเข้า และเอกสารการเสียภาษีอากรขาเข้าของเครื่องสูบน้ำและมอเตอร์ไฟฟ้า ของกรมศุลกากรมาเพื่อประกอบการพิจารณาตรวจรับด้วย

บรรณานุกรม

1. Addison, Herbert, *Centrifugal and Other Rotodynamic Pumps*, Chapman and Hall. London, 1966
2. Allen, E., *Using Centrifugal Pumps*, London: Oxford University Press, 1960
3. Anderson, H.H., *Centrifugal Pumps*, Sutton, Surrey, England : The Trade and Technical Press Ltd., 1962
4. Colt Industries, Inc., *Hydraulic Handbook*, Colt Industries, Fairbanks Morse Pump Division, Kansas City, 1975
5. Church, A.H., *Centrifugal Pumps and Blowers*, Huntington, NY : Robert E. Kreiger Publishing Company, 1972
6. Davis, C.V., *Handbook of Applied Hydraulics*. Mc Graw-Hill, New York, 1969
7. Goulds Pumps, Inc., *GPM Goulds Pump Manual.*, Third Edition, Gould Pumps, Inc.
8. Hicks, T.G. and T.W. Edwards. *Pump Application Engineering*. Mc Graw-Hill, Inc., New York, 1971
9. Hydraulic Institute, *Hydraulic Institute, Standards*, New York, NY, Tenth Edition, 1955
10. Karassik, Igor J., *Engineers' Guide to Centrifugal Pumps*, Mc Graw-Hill, Inc., New York, 1964
11. U.S. Department of Agriculture, SCS National Engineering Handbook, Section 15 : Irrigation, Chapt. 8 *Irrigation Pumping Plants.*, U.S. Government Printing Office, Washington, D.C., 1970
12. Walker, R., *Pump Selection-A Consulting Engineer's Manual*, Ann Arbor Science Publishers, Ann Arbor, Michigan, 1972
13. Warring, R.H., *Pumps Selection, Systems and Application*, Trade and Technical Press Ltd., Morden, Surrey, England 1969
14. Watt, S.B., *A Manual on the Hydraulic Ram for Pumping Water*, Intermediate Technology Publications, Ltd., London, 1978.

ภาคผนวก

ภาคผนวก ก

ตารางสำหรับคำนวณการเสียดใน การไหลของน้ำผ่านท่อ

ในภาคผนวกนี้มีตารางสำหรับคำนวณการเสียดในการไหลของน้ำผ่านท่อรวม 3 ตารางด้วยกัน
คือ

1. ตาราง A-1 สำหรับคำนวณการเสียดในการไหลของน้ำผ่านท่อเหล็กเหนียวใหม่ (Wrough Iron or Schedule 40 Steel Pipe)
2. ตาราง A-2 สำหรับคำนวณการเสียดในการไหลของน้ำผ่านท่อเหล็กหล่ออาบยางมะตอย (Asphalt Dipped Cast Iron Pipe)
3. ตาราง A-3 สำหรับคำนวณการเสียดในอุปกรณ์ของระบบท่อ (Pipe Fittings) โดยเทียบอุปกรณ์ให้เป็นความยาวของท่อตรง

ข้อจำกัดในการใช้ตาราง

1. ตาราง A-1 และ A-2 คำนวณโดยกำหนดให้น้ำมีอุณหภูมิ 60°F (15.55°C) หรือของเหลวอื่นที่มี Kinetic viscosity, $\nu = 0.000,012,16 \text{ ft}^2/\text{sec}$.
2. ค่าความขรุขระ (ϵ) สำหรับเหล็กเหนียวกำหนดไว้เท่ากับ 0.000,15 ฟุต หรือ 0.046 มม. และสำหรับเหล็กหล่ออาบยางมะตอย กำหนดไว้เท่ากับ 0.000,4 ฟุต หรือ 0.122 มม.
3. ค่าการเสียดความฝืดที่ให้ไว้ในตาราง A-1 และ A-2 มีหน่วยเป็นฟุตต่อความยาวของท่อ 100 ฟุต หรือเมตรต่อความยาวของท่อ 100 เมตร สำหรับอัตราการไหลเป็นอเมริกันแกลลอนต่อนาที
4. ตัวอย่างการใช้ตารางทั้งสามตารางข้างต้นให้ดูจากบทที่ 3

ตาราง A-1 การเสียสควในการไหลของน้ำผ่านท่อเหล็กที่มียาวใหม่ หน่วยเป็นเมตรต่อความยาวท่อ 100 เมตร หรือฟุตต่อความยาวท่อ 100 ฟุต

1" inside dia. 1.049" inside dia.					1 1/4" inside dia. 1.380" inside dia.					1 1/2" inside dia. 1.610" inside dia.					2" inside dia. 2.067" inside dia.				
U.S. Gals. Per Min.	vel. f.p.s.	vel. head f ³ /2g feet	frict. loss h/ feet		U.S. Gals. Per Min.	vel. f.p.s.	vel. head f ³ /2g feet	frict. loss h/ feet		U.S. Gals. Per Min.	vel. f.p.s.	vel. head f ³ /2g feet	frict. loss h/ feet		U.S. Gals. Per Min.	vel. f.p.s.	vel. head f ³ /2g feet	frict. loss h/ feet	
6	2.23	0.08	2.68		10	2.15	0.72	1.77		14	2.21	0.08	1.53		24	2.29	0.08	1.20	
8	2.97	0.14	4.54		12	2.57	0.10	2.48		16	2.52	0.10	1.96		25	2.39	0.09	1.29	
10	3.71	0.21	6.86		14	3.00	0.14	3.28		18	2.84	0.12	2.42		30	2.87	0.13	1.82	
12	4.45	0.31	9.62		16	3.43	0.18	4.20		20	3.15	0.15	2.94		35	3.35	0.17	2.42	
14	5.20	0.42	12.8		18	3.86	0.23	5.22		22	3.47	0.19	3.52		40	3.82	0.23	3.10	
16	5.94	0.55	16.5		20	4.29	0.29	6.34		24	3.78	0.22	4.14		45	4.30	0.29	3.85	
18	6.68	0.69	20.6		22	4.72	0.35	7.53		25	3.94	0.24	4.48		50	4.78	0.36	4.67	
20	7.42	0.86	25.1		24	5.15	0.41	8.92		30	4.73	0.38	6.26		55	5.25	0.43	5.51	
22	8.17	1.04	30.2		25	5.36	0.45	9.6		35	5.51	0.47	8.37		60	5.74	0.51	6.59	
24	8.91	1.23	35.6		30	6.44	0.64	13.6		40	6.30	0.62	10.79		65	6.21	0.60	7.70	
25	9.27	1.34	38.7		35	7.51	0.87	18.2		45	7.04	0.78	13.45		70	6.69	0.70	8.86	
30	11.1	1.93	54.6		40	8.58	1.14	23.5		50	7.88	0.97	16.4		75	7.16	0.80	10.15	
35	13.0	2.63	73.3		45	9.65	1.44	29.4		55	8.67	1.17	19.7		80	7.65	0.91	11.40	
40	14.8	3.43	95.0		50	10.7	1.79	36.0		60	9.46	1.39	23.2		85	8.11	1.03	12.6	
45	16.7	4.34	119.0		55	11.8	2.16	43.2		65	10.24	1.63	27.1		90	8.60	1.15	14.2	
50	18.6	5.35	146.0		60	12.9	2.57	51.0		70	11.03	1.89	31.3		95	9.09	1.29	15.8	
55	20.4	6.46	176.0		65	13.9	3.02	59.6		75	11.8	2.16	35.8		100	9.56	1.42	17.4	
60	22.3	7.71	209.0		70	15.0	3.50	68.8		80	12.6	2.47	40.5		120	11.5	2.05	24.7	
65	24.2	9.10	245.0		75	16.1	4.03	78.7		85	13.4	2.79	45.6		140	13.4	2.78	33.2	
70	26.0	10.49	283.0		80	17.2	4.58	89.2		90	14.2	3.13	51.0		160	15.3	3.64	43.0	
75	27.9	12.10	324.0		85	18.2	5.15	100.0		95	15.0	3.49	56.5		180	17.2	4.60	54.1	
80	29.7	13.7	367.0		90	19.3	5.79	112.0		100	15.8	3.86	62.2		200	19.1	5.68	66.3	
					95	20.4	6.45	125.0		120	18.9	5.56	88.3		220	21.0	6.88	80.0	
					100	21.5	7.15	138.0		140	22.1	7.56	119.0		240	22.9	8.18	95.0	
					120	25.7	10.3	197.0		160	25.2	9.88	156.0		260	24.9	9.60	111.0	
					140	30.0	14.0	267.0		180	28.4	12.50	196.0		280	26.8	11.14	128.0	
										200	31.5	15.40	241.0		300	28.7	12.8	146.0	

ตาราง A-1 (ต่อ)

2 1/2" inside dia. 2.469" inside dia.					3" inside dia. 3.068" inside dia.					4" inside dia. 4.026" inside dia.					5" inside dia. 5.047" inside dia.				
U.S. Gals. Per Min.	vel. f.p.s.	vel. head ft/2g feet	frict. loss h/ feet		U.S. Gals. Per Min.	vel. f.p.s.	vel. head ft/2g feet	frict. loss h/ feet		U.S. Gals. Per Min.	vel. f.p.s.	vel. head ft/2g feet	frict. loss h/ feet		U.S. Gals. Per Min.	vel. f.p.s.	vel. head ft/2g feet	frict. loss h/ feet	
25	1.68	0.04	0.54		50	2.17	0.07	0.66		90	2.27	0.08	0.52		140	2.25	0.08	0.380	
30	2.01	0.06	0.75		60	2.60	0.11	0.92		100	2.52	0.10	0.62		160	2.57	0.10	0.487	
35	2.35	0.09	1.00		70	3.04	0.14	1.22		120	3.02	0.14	0.88		180	2.89	0.13	0.606	
40	2.68	0.11	1.28		80	3.47	0.19	1.57		140	3.53	0.19	1.17		200	3.21	0.16	0.736	
45	3.02	0.14	1.60		90	3.91	0.24	1.96		160	4.03	0.25	1.49		220	3.53	0.19	0.879	
50	3.35	0.17	1.94		100	4.34	0.29	2.39		180	4.54	0.32	1.86		240	3.85	0.23	1.035	
60	4.02	0.25	2.72		120	5.21	0.42	3.37		200	5.04	0.40	2.27		260	4.17	0.27	1.200	
70	4.69	0.34	3.63		140	6.08	0.57	4.51		220	5.54	0.48	2.72		280	4.49	0.31	1.38	
80	5.36	0.45	4.66		160	6.94	0.75	5.51		240	6.05	0.57	3.21		300	4.81	0.36	1.58	
90	6.03	0.57	5.82		180	7.81	0.95	7.28		260	6.55	0.67	3.74		350	5.61	0.49	2.11	
100	6.70	0.70	7.11		200	8.68	1.17	8.90		280	7.06	0.77	4.30		400	6.41	0.64	2.72	
120	8.04	1.00	10.0		220	9.55	1.42	10.7		300	7.56	0.89	4.89		450	7.22	0.81	3.41	
140	9.38	1.37	13.5		240	10.4	1.69	12.6		350	8.82	1.21	6.55		500	8.02	1.00	4.16	
160	10.7	1.79	17.4		260	11.3	1.98	14.7		400	10.10	1.58	8.47		550	8.81	1.21	4.94	
180	12.1	2.26	21.9		280	12.2	2.29	16.9		450	11.4	2.00	10.65		600	9.62	1.44	5.88	
200	13.4	2.79	26.7		300	13.0	2.63	19.2		500	12.6	2.47	13.0		700	11.20	1.96	7.93	
220	14.7	3.38	32.2		350	15.2	3.38	26.1		550	13.9	3.00	15.7		800	12.80	2.56	10.22	
240	16.1	4.02	38.1		400	17.4	4.68	33.9		600	15.1	3.55	18.6		900	14.40	3.24	12.90	
260	17.4	4.72	44.5		500	21.7	7.32	52.5		700	17.6	4.84	25.0		1000	16.00	4.00	15.80	
280	18.8	5.47	51.3		550	23.8	8.85	63.2		800	20.2	6.32	32.4		1200	19.20	5.76	22.50	
300	20.1	6.28	58.5		600	26.0	10.5	74.8		900	22.7	8.00	40.8		1400	22.50	7.83	30.40	
350	23.5	8.55	79.2		700	30.4	14.3	101.0		1000	25.2	9.87	50.2		1600	25.7	10.2	39.5	
400	26.8	11.2	103.0												1800	28.80	12.90	49.70	

தரநிலை A-1 (நீல)

14" 13.126" inside dia.					16" 15.000" inside dia.					18" 16.876" inside dia.					20" 18.814" inside dia.				
U.S. Gals. Per Min.	vel. f.p.s.	vel. head f ³ /2g feet	frict. loss h/ feet		U.S. Gals. Per Min.	vel. f.p.s.	vel. head f ³ /2g feet	frict. loss h/ feet		U.S. Gals. Per Min.	vel. f.p.s.	vel. head f ³ /2g feet	frict. loss h/ feet		U.S. Gals. Per Min.	vel. f.p.s.	vel. head f ³ /2g feet	frict. loss h/ feet	
1000	2.37	0.09	0.131		1400	2.54	0.10	0.127		1800	2.58	0.10	0.114		2000	2.31	0.08	0.0812	
1100	2.61	0.11	0.157		1500	2.72	0.12	0.14		1900	2.73	0.12	0.126		2500	2.89	0.13	0.123	
1200	2.85	0.13	0.185		1600	2.90	0.13	0.163		2000	2.87	0.13	0.139		3000	3.46	0.19	0.174	
1300	3.08	0.15	0.215		1700	3.09	0.15	0.183		2500	3.59	0.20	0.211		3500	4.04	0.25	0.232	
1400	3.32	0.17	0.247		1800	3.27	0.17	0.203		3000	4.30	0.29	0.297		4000	4.62	0.33	0.298	
1500	3.56	0.20	0.281		1900	3.45	0.19	0.225		3500	5.02	0.39	0.397		4500	5.19	0.42	0.372	
1600	3.79	0.22	0.317		2000	3.63	0.21	0.248		4000	5.74	0.51	0.511		5000	5.77	0.52	0.455	
1700	4.03	0.25	0.355		2500	4.54	0.32	0.377		4500	6.45	0.65	0.639		6000	6.92	0.75	0.645	
1800	4.27	0.28	0.395		3000	5.45	0.46	0.535		5000	7.17	0.80	0.781		7000	8.08	1.01	0.862	
1900	4.50	0.32	0.438		3500	6.35	0.63	0.718		6000	8.61	1.15	1.11		8000	9.23	1.32	1.11	
2000	4.74	0.35	0.483		4000	7.26	0.82	0.921		7000	10.0	1.57	1.49		9000	10.39	1.68	1.39	
2500	5.93	0.55	0.738		4500	8.17	1.04	1.15		8000	11.5	2.05	1.93		10000	11.5	2.07	1.70	
3000	7.11	0.79	1.04		5000	9.08	1.28	1.41		9000	12.9	2.59	2.42		11000	12.7	2.51	2.05	
3500	8.30	1.07	1.40		6000	10.9	1.84	2.01		10000	14.3	3.20	2.97		12000	13.8	2.98	2.44	
4000	9.48	1.40	1.81		7000	12.7	2.51	2.69		11000	15.8	3.89	3.57		13000	15.0	3.50	2.86	
4500	10.7	1.78	2.27		8000	14.5	3.28	3.49		12000	17.2	4.60	4.21		14000	16.2	4.08	3.29	
5000	11.9	2.18	2.78		9000	16.3	4.15	4.38		13000	18.6	5.37	4.89		15000	17.3	4.65	3.75	
6000	14.2	3.14	3.95		10000	18.2	5.12	5.38		14000	20.1	6.27	5.69		16000	18.5	5.30	4.26	
7000	16.6	4.28	5.32		11000	20.0	6.22	6.50		15000	21.5	7.18	6.50		18000	20.8	6.71	5.35	
8000	19.0	5.59	6.90		12000	21.8	7.38	7.69		16000	22.9	8.19	7.41		20000	32.1	8.28	6.56	
9000	21.3	7.08	8.70		13000	23.6	8.66	8.95		18000	25.8	10.36	9.33		22000	25.4	10.02	7.91	
10000	23.7	8.74	10.40		14000	25.4	10.04	10.40		20000	28.7	12.8	11.5		24000	27.7	11.9	9.39	
11000	26.0	10.55	12.9		15000	27.2	11.50	11.90											
12000	28.5	12.60	15.2		16000	29.0	13.10	13.50											

ตาราง A-1 (ต่อ)

24" inside dia.						30" inside dia.					
U.S. Per Gals. Min.	Vel. f.p.s.	Vel. head feet	Frict. loss h _f feet	U.S. Per Min.	Vel. f.p.s.	Vel. head feet	Frict. loss h _f feet	U.S. Per Min.	Vel. f.p.s.	Vel. head feet	Frict. loss h _f feet
3000	2.39	0.09	0.070	5000	2.43	0.09	0.053	5000	2.43	0.09	0.053
3500	2.79	0.12	0.093	6000	2.91	0.13	0.075	6000	2.91	0.13	0.075
4000	3.19	0.16	0.120	7000	3.40	0.18	0.100	7000	3.40	0.18	0.100
4500	3.59	0.20	0.149	8000	3.89	0.24	0.129	8000	3.89	0.24	0.129
5000	3.99	0.25	0.181	9000	4.37	0.30	0.161	9000	4.37	0.30	0.161
6000	4.79	0.36	0.257	10000	4.86	0.37	0.196	10000	4.86	0.37	0.196
7000	5.59	0.49	0.343	11000	5.35	0.44	0.237	11000	5.35	0.44	0.237
8000	6.38	0.63	0.441	12000	5.83	0.53	0.277	12000	5.83	0.53	0.277
9000	7.18	0.80	0.551	13000	6.31	0.62	0.320	13000	6.31	0.62	0.320
10000	7.98	0.99	0.671	14000	6.80	0.72	0.371	14000	6.80	0.72	0.371
11000	8.78	1.20	0.810	15000	7.28	0.83	0.426	15000	7.28	0.83	0.426
12000	9.58	1.42	0.959	16000	7.77	0.94	0.478	16000	7.77	0.94	0.478
13000	10.4	1.68	1.12	17000	8.25	1.06	0.538	17000	8.25	1.06	0.538
14000	11.2	1.94	1.29	18000	8.74	1.19	0.598	18000	8.74	1.19	0.598
15000	12.0	2.24	1.48	19000	9.21	1.32	0.661	19000	9.21	1.32	0.661
16000	12.8	2.53	1.67	20000	9.71	1.47	0.732	20000	9.71	1.47	0.732
17000	13.6	2.88	1.88	25000	12.1	2.29	1.13	25000	12.1	2.29	1.13
18000	14.4	3.21	2.10	30000	14.6	3.30	1.61	30000	14.6	3.30	1.61
19000	15.2	3.59	2.33	35000	17.0	4.49	2.17	35000	17.0	4.49	2.17
20000	16.0	3.96	2.58	40000	19.4	5.87	2.83	40000	19.4	5.87	2.83
25000	20.0	6.20	4.04	45000	21.9	7.42	3.56	45000	21.9	7.42	3.56
30000	23.9	8.91	5.68	50000	24.3	9.17	4.38	50000	24.3	9.17	4.38
35000	27.9	12.20	7.73	60000	29.1	13.2	6.23	60000	29.1	13.2	6.23

ตาราง A-2 การเสียheadในการไหลของน้ำผ่านท่อเหล็กหล่ออย่างมระดอย หน่วยเป็นเมตรต่อความยาว 100 เมตร หรือฟุตต่อความยาวท้อ 100 ฟุต

3" inside dia.				4" inside dia				6" inside dia.				8" inside dia.			
U.S. Gals. Per Min.	vel. f.p.s.	vel. head f/2g feet	frict. loss h, feet	U.S. Gals. Per Min.	vel. f.p.s.	vel. head f/2g feet	frict. loss h, feet	U.S. Gals. Per Min.	vel. f.p.s.	vel. head f/2g feet	frict. loss h, feet	U.S. Gals. Per Min.	vel. f.p.s.	vel. head f/2g feet	frict. loss h, feet
50	2.27	0.08	0.83	90	2.30	0.08	0.59	200	2.27	0.08	0.35	400	2.55	0.10	0.30
60	2.72	0.12	1.17	100	2.55	0.10	0.72	220	2.50	0.10	0.42	450	2.87	0.13	0.38
70	3.18	0.16	1.56	120	3.06	0.15	1.03	240	2.72	0.12	0.49	500	3.19	0.16	0.46
80	3.63	0.21	2.02	140	3.57	0.20	1.38	260	2.95	0.14	0.57	550	3.51	0.19	0.56
90	4.08	0.26	2.55	160	4.08	0.26	1.78	280	3.18	0.16	0.66	600	3.83	0.23	0.66
100	4.54	0.32	3.10	180	4.60	0.33	2.24	300	3.40	0.18	0.75	700	4.47	0.31	0.88
120	5.45	0.46	4.40	200	5.11	0.41	2.74	350	3.97	0.25	1.01	800	5.11	0.41	1.14
140	6.35	0.63	5.93	220	5.62	0.49	3.28	400	4.55	0.32	1.30	900	5.74	0.51	1.44
160	7.26	0.82	7.71	240	6.13	0.58	3.88	450	5.11	0.41	1.64	1000	6.38	0.63	1.76
180	8.17	1.04	9.73	260	6.64	0.69	4.54	500	5.67	0.50	2.02	1200	7.66	0.91	2.53
200	9.08	1.28	11.90	280	7.15	0.79	5.25	550	6.24	0.61	2.42	1400	8.93	1.24	3.40
220	9.98	1.55	14.30	300	7.66	0.91	6.03	600	6.81	0.72	2.84	1600	10.20	1.62	4.45
240	10.90	1.85	17.00	350	8.94	1.25	8.22	700	7.94	0.98	3.87	1800	11.50	2.05	5.58
260	11.80	2.17	19.80	400	10.20	1.62	10.70	800	9.08	1.28	5.06	2000	12.80	2.53	6.84
280	12.70	2.51	22.80	450	11.50	2.05	13.40	900	10.20	1.62	6.34	2200	14.00	3.05	8.26
300	13.60	2.88	26.10	500	12.80	2.53	16.60	1000	11.30	2.00	7.73	2500	15.90	3.96	10.60
350	15.90	3.93	35.70	550	14.00	3.05	19.90	1200	13.60	2.88	11.20	3000	19.10	5.70	16.20
400	18.20	5.12	46.80	600	15.30	3.65	23.60	1400	15.90	3.92	15.10	3500	22.30	7.77	20.70
450	20.50	6.50	59.70	700	17.90	4.96	32.10	1600	18.20	5.12	19.80	4000	25.50	10.10	27.00
500	22.70	8.00	72.30	800	20.40	6.48	41.60	1800	20.40	6.48	24.80	4500	28.70	12.80	34.20
550	25.00	9.73	87.70	900	23.00	8.20	52.30	2000	22.70	8.00	30.50				
600	27.20	11.50	102.00	1000	25.50	10.10	64.20	2200	25.00	9.73	37.00				
				1200	30.60	14.60	92.80	2500	28.40	12.50	47.10				

ตาราง A-2 (ต่อ)

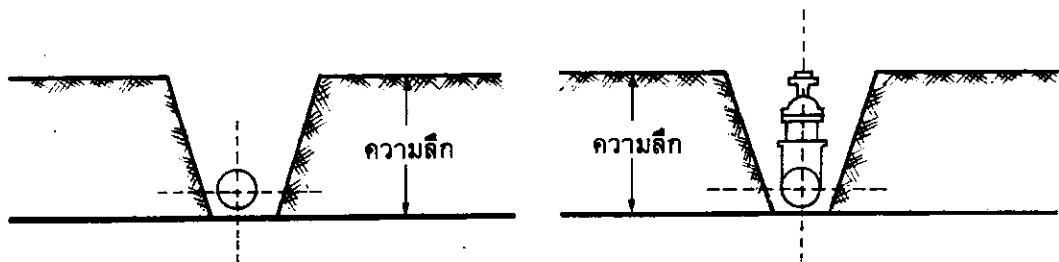
18" inside dia					20" inside dia					24" inside dia					30" inside dia				
U.S. Gals. Per Min.	vel. f.p.s.	vel. head $\frac{f}{2g}$ feet	frict. loss h, feet		U.S. Gals. Per Min.	vel. f.p.s.	vel. head $\frac{f}{2g}$ feet	frict. loss h, feet		U.S. Gals. Per Min.	vel. f.p.s.	vel. head $\frac{f}{2g}$ feet	frict. loss h, feet		U.S. Gals. Per Min.	vel. f.p.s.	vel. head $\frac{f}{2g}$ feet	frict. loss h, feet	
2500	3.15	0.15	0.166		2500	2.55	0.10	0.0998		3500	2.48	0.10	0.0759		5000	2.27	0.08	0.0488	
3000	3.78	0.22	0.240		3000	3.06	0.15	0.140		4000	2.84	0.13	0.098		6000	2.72	0.12	0.069	
3500	4.41	0.30	0.326		3500	3.57	0.20	0.188		4500	3.19	0.16	0.122		7000	3.18	0.16	0.092	
4000	5.04	0.40	0.415		4000	4.08	0.26	0.243		5000	3.55	0.20	0.149		8000	3.63	0.21	0.119	
4500	5.67	0.50	0.525		4500	4.59	0.33	0.306		6000	4.26	0.28	0.211		9000	4.08	0.26	0.149	
5000	6.30	0.62	0.645		5000	5.11	0.41	0.376		7000	4.96	0.38	0.284		10000	4.54	0.32	0.183	
6000	7.56	0.89	0.920		6000	6.13	0.58	0.533		8000	5.67	0.50	0.368		12000	5.45	0.46	0.260	
7000	8.83	1.21	1.240		7000	7.15	0.79	0.721		9000	6.38	0.63	0.464		14000	6.35	0.63	0.351	
8000	10.09	1.84	1.610		8000	8.17	1.04	0.935		10000	7.09	0.78	0.571		16000	7.26	0.82	0.455	
9000	11.30	1.99	2.020		9000	9.19	1.31	1.18		12000	8.51	1.13	0.816		18000	8.17	1.04	0.572	
10000	12.60	2.47	2.480		10000	10.20	1.62	1.45		14000	9.93	1.53	1.11		20000	9.08	1.28	0.703	
12000	15.10	3.55	3.560		12000	12.30	2.33	2.07		16000	11.35	2.00	1.43		22000	10.00	1.55	0.856	
14000	17.70	4.84	4.850		14000	14.30	3.18	2.80		18000	12.76	2.53	1.80		24000	10.90	1.84	1.01	
16000	20.20	6.32	6.340		16000	16.30	4.15	3.66		20000	14.20	3.13	2.21		26000	11.80	2.16	1.17	
18000	22.70	8.00	8.020		18000	18.40	5.25	4.62		22000	15.60	3.78	2.67		28000	12.70	2.50	1.34	
20000	25.20	9.88	9.880		20000	20.40	6.48	5.67		24000	17.00	4.50	3.16		30000	13.60	2.88	1.57	
22000	27.70	12.00	11.900		22000	22.50	7.84	6.85		26000	18.40	5.28	3.71		35000	15.90	3.92	2.13	
					24000	24.50	9.33	8.13		28000	19.80	6.10	4.30		40000	18.20	5.12	2.77	
					26000	26.50	10.95	9.54		30000	21.30	7.03	4.97		45000	20.40	6.48	3.50	
					28000	28.50	12.64	11.05		35000	24.90	9.58	6.78		50000	22.70	8.00	4.30	
					30000	30.60	14.60	12.70		40000	28.40	12.50	8.75		60000	27.20	11.50	6.19	

ตาราง A-3 (ต่อ)

FITTINGS		PIPE SIZE																								
		1/4	3/8	1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	2	2 1/2	3	4	5	6	8	10	12	14	16	18	20	24				
	SCREWED	STEEL	21.0	22.0	22.0	24.0	29.0	37.0	42.0	54.0	62.0	79.0	110.0													
	C.I.											65.0	86.0													
	FLANGED	STEEL			38.0	40.0	45.0	54.0	59.0	70.0	77.0	94.0	120.0	150.0	190.0	260.0	310.0	390.0								
	C.I.											77.0	99.0	150.0	210.0	270.0	330.0									
	SCREWED	STEEL	.32	.45	.56	.67	.84	1.1	1.2	1.5	1.7	1.9	2.5													
	C.I.											1.6	2.0													
	FLANGED	STEEL								2.6	2.7	2.8	2.9	3.1	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2	3.2				
	C.I.											2.3	2.4		2.6	2.7	2.8	2.9	3.0	3.0	3.0	3.0				
	SCREWED	STEEL	12.8	15.0	15.0	15.0	17.0	18.0	18.0	18.0	18.0	18.0	18.0													
	C.I.											15.0	15.0													
	FLANGED	STEEL			15.0	15.0	17.0	18.0	18.0	21.0	22.0	28.0	38.0	50.0	63.0	90.0	120.0	140.0	160.0	190.0	210.0	240.0				
	C.I.											23.0	31.0	52.0	74.0	98.0	120.0	150.0	170.0	200.0	230.0	280.0				
	SCREWED	STEEL	7.2	7.3	8.0	8.8	11.0	13.0	15.0	19.0	22.0	27.0	38.0													
	C.I.											22.0	31.0													
	FLANGED	STEEL			3.8	5.3	7.2	10.0	12.0	17.0	21.0	27.0	38.0	50.0	63.0	90.0	120.0	140.0								
	C.I.											22.0	31.0	52.0	74.0	98.0	120.0									
	SCREWED	STEEL	.14	.18	.21	.24	.29	.36	.39	.45	.47	.53	.65													
	C.I.											.44	.52													
	BELL MOUTH INLET	STEEL	.04	.07	.10	.13	.18	.26	.31	.43	.52	.67	.95	1.3	1.6	2.3	2.9	3.5	4.0	4.7	5.3	6.1				
	C.I.											.55	.77		1.3	1.9	2.4	3.0	3.6	4.3	5.0	5.7				
	SQUARE MOUTH INLET	STEEL	.44	.68	.96	1.3	1.8	2.6	3.1	4.3	5.2	6.7	9.5	13.0	16.0	23.0	29.0	35.0	40.0	47.0	53.0	61.0				
	C.I.											5.5	7.7		13.0	19.0	24.0	30.0	36.0	43.0	50.0	57.0				
	ENLARGEMENT	STEEL	.88	1.4	1.9	2.6	3.6	5.1	6.2	8.5	10.0	13.0	19.0	25.0	32.0	45.0	58.0	70.0	80.0	95.0	110.0	120.0				
	C.I.											11.0	15.0	26.0	37.0	49.0	61.0	73.0	86.0	100.0	110.0	140.0				
SUDDEN ENLARGEMENT			$h = \frac{(V_1 - V_2)^2}{2g}$																$h = \frac{V_2^2}{2g}$				FEET OF FLUID			

ภาคผนวก **บ**

ตารางมาตรฐานการวางท่อ
และการทำแท่นคอนกรีตยึด
อุปกรณ์ท่อชนิดต่าง ๆ
ของการประปาส่วนภูมิภาค

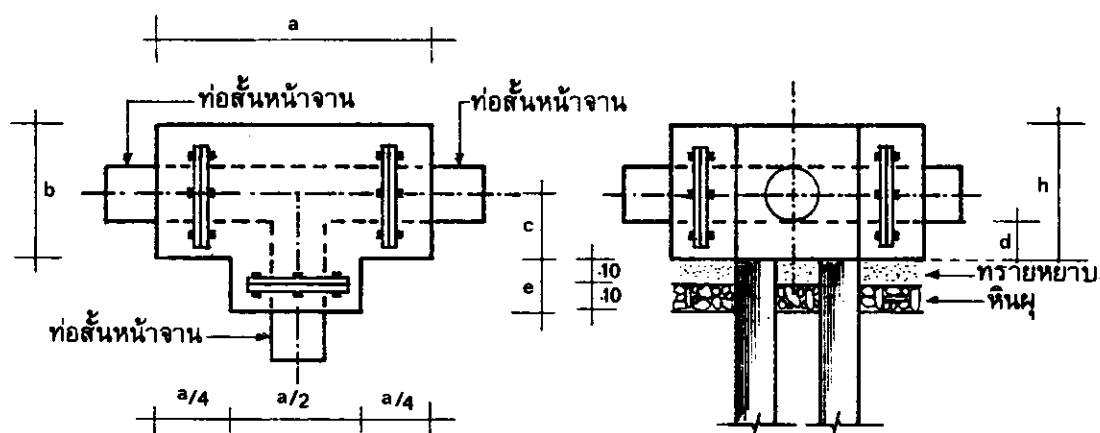


ขนาดท่อ * ๘ เป็น มม.	ความลึกเป็นเมตร			
	ใต้ผิวจราจร และไหล่ทาง		ใต้ทางเท้า และอื่น ๆ	
	มี ประตุน้ำ	ไม่มี ประตุน้ำ	คอนกรีต มีประตุน้ำ	คอนกรีต ไม่มีประตุน้ำ
80	1.00	1.00	1.00	0.90
100	1.20	1.00	1.20	0.90
125	1.25	1.00	1.25	0.95
150	1.30	1.10	1.30	0.95
175	1.40	1.20	1.40	1.00
200	1.50	1.30	1.50	1.00
250	1.65	1.40	1.65	1.15
300	1.80	1.50	1.80	1.20
350	1.85	1.60	1.85	1.25
400	2.05	1.70	2.05	1.30
500	2.10	1.80	2.10	1.55
600	2.40	2.00	2.40	1.65
700	2.60	2.30	2.60	1.75
800	2.90	2.60	2.90	1.85
900	3.20	2.80	3.20	1.95
1000	3.30	3.00	3.30	2.10

หมายเหตุ

- (1) * หมายถึงท่อเหล็กและท่อซีเมนต์ใยหิน
 - (2) เฉพาะท่อเหล็กอาจบดอัดกระเบื้องขนาด ϕ 1/2" - 3" ให้ฝังลึกถึงระดับท้องท่อ 30 ซม.
 - (3) เฉพาะท่อที่วางใต้ผิวจราจรให้รองกันหลุมด้วยทรายหนา 20 ซม. และกลบขึ้นมาจากเหนือหลังท่อลึก 20 ซม.
 - (4) ดินที่กลบหลังท่อให้ทำการกระทุ้งทุกระยะที่กลบดินได้หนาชั้นละไม่เกิน 40 ซม.
 - (5) ระดับความลึกของท่อตามตารางนี้อาจให้เปลี่ยนแปลงได้เฉพาะในกรณีดังต่อไปนี้
 - 5.1 แนวท่อที่วางผ่านบริเวณที่ระดับของพื้นที่เปลี่ยนแปลงโดยกระทันหัน
 - 5.2 แนวท่อที่วางลึกถึงก้นขี้ดขาง เช่น หิน หรือท่อระบายน้ำ และแนวท่อช่วงที่วางตัดคลอง เป็นต้น
- นอกจากกรณีตามข้อ 5.1 และ 5.2 ถ้าการวางท่อไม่สามารถวางได้ตามระดับที่กำหนดนี้ ผู้ว่าจ้างจะหักเงินค่าวางทอลงตามส่วน

ตารางมาตรฐานความลึกฝังดินวางท่อและอุปกรณ์ท่อ



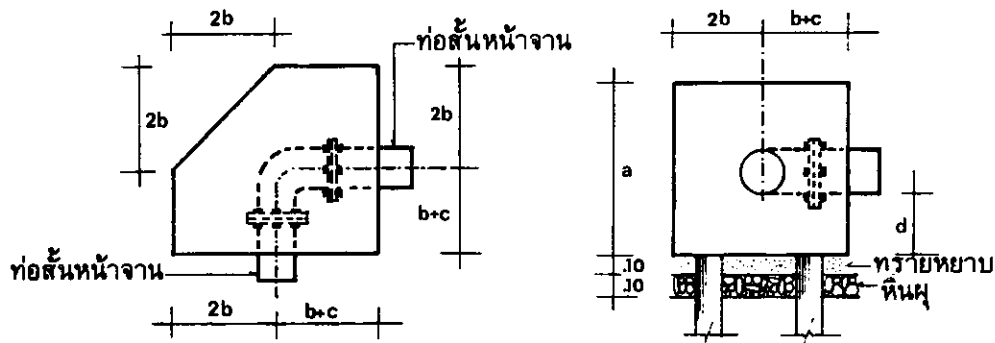
ขนาดท่อ (มม.)	ขนาด แรงดันน้ำ สูงไม่เกิน (ม.)	a (ซม.)	b (ซม.)	c (ซม.)	d (ซม.)	e (ซม.)	h (ซม.)	ขนาดเข็ม จำนวน - ส" × ม.
100	30 60	80 80	40 40	20 20	20 20	20 20	40 80	2-Ø4"×2.0 4-Ø4"×2.0
150	30 60	90 90	60 60	20 20	25 25	20 20	50 100	2-Ø4"×4.0 4-Ø4"×4.0
200	30 60	120 120	80 80	25 25	30 30	20 20	60 120	5-Ø6"×3.0 5-Ø6"×6.0
250	30 60	130 130	90 90	25 25	35 35	20 20	70 140	5-Ø6"×3.0 5-Ø6"×6.0
300	30 60	140 140	100 100	30 30	30 80	20 20	90 180	6-Ø6"×6.0 12-Ø6"×6.0
400	30 60	150 150	120 120	40 40	45 110	25 25	110 220	6-Ø6"×6.0 12-Ø6"×6.0
500	30 60	160 160	150 150	45 45	50 130	25 25	130 260	9-Ø8"×8.0 18-Ø8"×8.0
600	30 60	190 190	180 180	60 60	60 160	25 25	150 300	9-Ø8"×8.0 18-Ø8"×8.0

หมายเหตุ

1. สามทางใช้ชนิดหน้างาน
2. ท่อสันหน้างานทั้งสามด้านใช้ขนาดเดียวกับสามทาง
3. คอนกรีตใช้ส่วนผสม 1 : 3 : 5
4. ถ้าดินรับน.ป.ลดกัยได้ต่ำกว่า 6 ตันต่อตารางเมตร ต้องตอกเข็ม

ตารางมาตรฐานการทำแท่นคอนกรีตยึดอุปกรณ์ท่อชนิดต่าง ๆ

(1) สามทาง



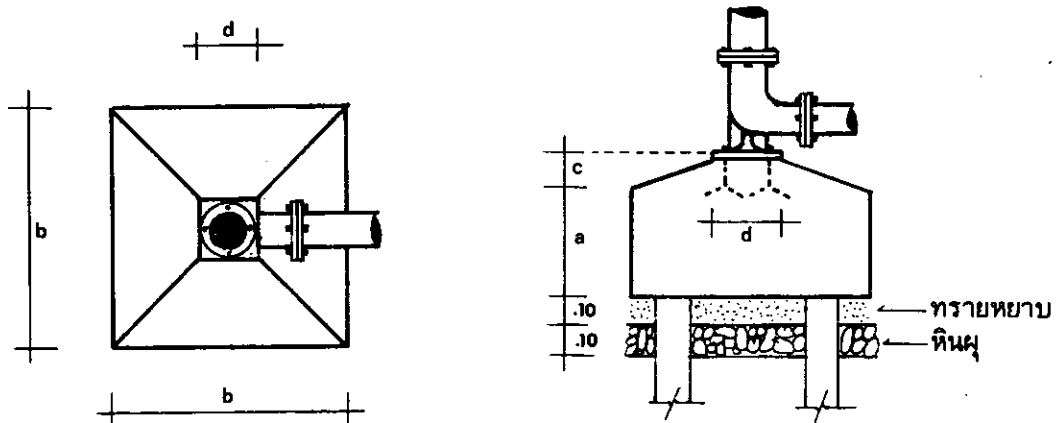
ขนาดท่อ (มม.)	ขนาด แรงดันน้ำ สูงไม่เกิน (ม.)	a (ซม.)	b (ซม.)	c (ซม.)	d (ซม.)	ขนาดเข็ม จำนวน - ๕" × ม.
100	30 60	50 100	20 20	20 20	20 30	2-Ø4"×2.0 4-Ø4"×2.0
150	30 60	75 150	25 25	20 20	20 75	2-Ø4"×4.0 4-Ø4"×4.0
200	30 60	90 180	30 30	30 30	20 100	5-Ø4"×3.0 5-Ø6"×6.0
250	30 60	120 240	35 35	30 30	20 145	5-Ø6"×3.0 5-Ø6"×6.0
300	30 60	130 260	40 40	30 30	30 150	6-Ø6"×6.0 12-Ø6"×6.0
400	30 60	140 280	50 50	30 30	30 170	6-Ø6"×6.0 12-Ø6"×6.0
500	30 60	150 300	60 60	30 30	30 165	9-Ø8"×8.0 18-Ø8"×8.0
600	30 60	160 320	70 70	40 40	30 175	9-Ø8"×8.0 18-Ø8"×8.0

หมายเหตุ

1. โค้ง 90° ใช้ชนิดหน้างาน
2. ท่อสันหน้างานทั้งสองด้านใช้ขนาดเดียวกับโค้ง 90°
3. คอนกรีตใช้ส่วนผสม 1 : 3 : 5
4. ถ้าดินรับ นน.ปลอดภัยได้ต่ำกว่า 6 ตันต่อตารางเมตรต้องคอกเข็ม

ตารางมาตรฐานการทำแท่นคอนกรีตยึดอุปกรณ์ท่อชนิดต่าง ๆ

(2) โค้ง 90° ทางแนวราบ



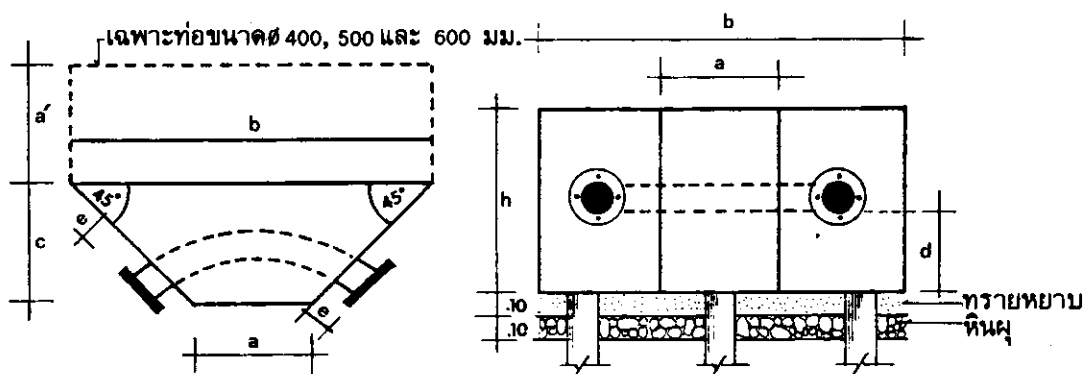
ท่อขนาด (มม.)	ขนาด แรงดันน้ำ สูงไม่เกิน (ม.)	a (ซม.)	b (ซม.)	c (ซม.)	d (ซม.)	ขนาดเข็ม จำนวน-Ø" × ม.
100	30 60	50 100	80 80	10 10	20 20	2-Ø4"×2.0 4-Ø4"×2.0
150	30 60	60 120	100 100	12.5 12.5	25 25	2-Ø4"×4.0 4-Ø4"×4.0
200	30 60	70 140	120 120	15 15	30 30	5-Ø4"×3.0 5-Ø6"×6.0
250	30 60	80 160	140 140	17.5 17.5	35 35	5-Ø6"×3.0 5-Ø6"×6.0
300	30 60	90 180	160 160	20 20	40 40	6-Ø6"×6.0 12-Ø6"×6.0
400	30 60	100 200	200 200	25 25	50 50	6-Ø6"×6.0 12-Ø6"×6.0
500	30 60	110 220	240 240	30 30	60 60	9-Ø8"×8.0 18-Ø8"×8.0
600	30 60	120 240	280 280	35 35	75 75	9-Ø8"×8.0 18-Ø8"×8.0

หมายเหตุ

1. โค้ง 90° ใช้ชนิดหน้าจานดินเปิด (Duckfoot bends)
2. คอนกรีตใช้ส่วนผสม 1 : 3 : 5
3. ถ้าดินรับ น.น.ปลอดภัยได้ต่ำกว่า 6 ตันต่อตารางเมตรต้องตอกเข็ม
4. จำนวนและขนาดนอตสกรูยึดกับแท่นคอนกรีตใช้ตามมาตรฐานของหน้าจาน

ตารางมาตรฐานการทำแท่นคอนกรีตยึดอุปกรณ์ท่อชนิดต่าง ๆ

(8) โค้ง 90° ทางแนวตั้ง



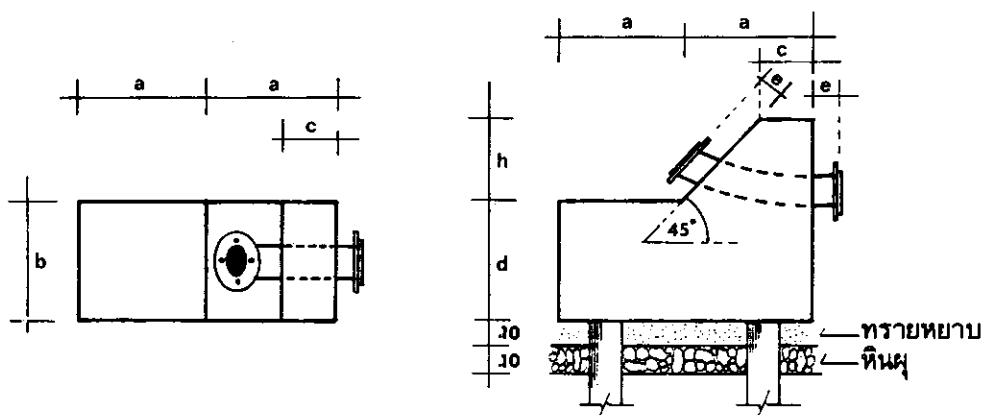
ขนาดท่อ (มม.)	ขนาด แรงดันน้ำ สูงไม่เกิน (ม.)	a (ซม.)	b (ซม.)	c (ซม.)	d (ซม.)	e (ซม.)	h (ซม.)	ขนาดเข็ม จำนวน-Ø" × ม.
100	30 60	40 40	120 120	40 40	30 30	4.5 4.5	60 120	2-Ø4"×2.0 4-Ø4"×2.0
150	30 60	50 50	150 150	50 50	35 35	5 5	70 140	2-Ø4"×2.0 4-Ø4"×2.0
200	30 60	60 60	180 180	60 60	40 80	5.5 5.5	80 160	3-Ø6"×3.0 3-Ø6"×6.0
250	30 60	70 70	210 210	70 70	45 85	6 6	90 180	3-Ø6"×3.0 3-Ø6"×6.0
300	30 60	80 80	240 240	80 80	50 100	6.5 6.5	100 200	4-Ø6"×6.0 8-Ø6"×6.0
400	30 60	65 65	195 195	130 130	50 70	7.5 7.5	100 200	4-Ø6"×6.0 8-Ø6"×6.0
500	30 60	75 75	225 225	150 150	55 85	8.5 8.5	120 220	5-Ø8"×8.0 10-Ø8"×8.0
600	30 60	85 85	225 225	170 170	60 95	9.5 9.5	120 240	5-Ø8"×8.0 10-Ø8"×8.0

หมายเหตุ

1. โค้ง 45° ใช้ชนิดหน้าจาน
2. คอนกรีตใช้ส่วนผสม 1 : 3 : 5
3. ถ้าดินรับ น.น.ปลอดภัยได้ต่ำกว่า 6 คันต่อตารางเมตรต้องตอกเข็ม
4. $a' = a$ (ใช้เฉพาะท่อขนาด Ø400, 500 และ 600 มม.)

ตารางมาตรฐานการทำแท่นคอนกรีตยึดอุปกรณ์ท่อชนิดต่าง ๆ

(4) โค้ง 45° ทางแนวราบ



ขนาดท่อ (มม.)	ขนาด แรงดันน้ำ สูงไม่เกิน (ม.)	a (ซม.)	b (ซม.)	c (ซม.)	d (ซม.)	e (ซม.)	h (ซม.)	ขนาดเข็ม จำนวน - Ø" × ม.
100	30 60	43 43	40 40	18 18	30 60	4.5 4.5	25 25	2-Ø4"x2.0 4-Ø4"x2.0
150	30 60	56 56	60 60	24 24	35 70	5 5	32 32	2-Ø4"x2.0 4-Ø4"x2.0
200	30 60	70 70	80 80	29 29	40 80	5.5 5.5	41 41	3-Ø6"x3.0 3-Ø6"x6.0
250	30 60	83 83	100 100	35 35	45 90	6 6	48 48	3-Ø6"x3.0 3-Ø6"x6.0
300	30 60	97 97	120 120	40 40	50 100	6.5 6.5	57 57	4-Ø6"x6.0 8-Ø6"x6.0
400	30 60	81 81	160 160	30 30	55 110	7.5 7.5	51 51	4-Ø6"x6.0 8-Ø6"x6.0
500	30 60	96 96	200 200	35 35	60 120	8.5 8.5	61 61	5-Ø8"x8.0 10-Ø8"x8.0
600	30 60	112 112	240 240	40 40	65 130	9.5 9.5	72 72	5-Ø8"x8.0 10-Ø8"x8.0

หมายเหตุ

1. โค้ง 45° ใช้ชนิดหน้าจาน
2. คอนกรีตใช้ส่วนผสม 1 : 3 : 5
3. ถ้าดินรับ น.น.ปลอดภัยได้ต่ำกว่า 6 ตันต่อตารางเมตรต้องตอกเข็ม

ตารางมาตรฐานการทำแท่นคอนกรีตยึดอุปกรณ์ท่อชนิดต่าง ๆ

(5) โค้ง 45° ทางแนวตั้ง

