



ปีการศึกษา 2535

เครื่องมือช่วยเหลือนักเรียนบกพร่องทางการอ่าน

โดยใช้ระบบไฮดรอลิกที่ขับเคลื่อนด้วยเฟืองมาประยุกต์ใช้งาน

โดย

นายไพบลีย์

รัชตะสาคร

นางสาวนวลละออง

ศรีชุมพล

นางสาวบุษกร

แสนสุข

อาจารย์ที่ปรึกษา

อาจารย์ ชินรัช

เกียรติพงษ์

๑ ๖ ๗

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

032605

ปริญญานิพนธ์ปีการศึกษา 2535

ภาควิชา วิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง  
เรื่อง เครื่องมือช่วยเหลือนายภาพบำบัดทางขา โดยใช้ระบบไฮดรอลิกที่ขับเคลื่อนด้วยเฟืองมาประยุกต์ใช้งาน

ผู้จัดทำ

1. นาย ไพบุลย์ รัชตะสาคร
2. นางสาว นवलละออง ศรีชุมพล
3. นางสาว บุษกร แสนสุข

.....อาจารย์ที่ปรึกษา  
(อ.ชินรักษ์ เขียรพงษ์)

เครื่องมือช่วยเหลือนกายภาพบำบัดทางขา โดยใช้ระบบ Hydraulic  
ที่ขับเคลื่อนด้วยเฟือง มาประยุกต์ใช้งาน

ไพบุลย์ รัชตะสาคร  
นวลละออง ศรีชุมพล  
บุษกร แสนสุข  
อ.ชินรักษ์ เข็ชรพงษ์ อาจารย์ที่ปรึกษา  
ปีการศึกษา 2535

บทคัดย่อ

ปริญญานิพนธ์ฉบับนี้เป็นบทความเกี่ยวกับเครื่องมือช่วยเหลือนกายภาพบำบัดทางขาซึ่งเป็นการนำเอาระบบไฮดรอลิกแบบง่าย มาประยุกต์กับเครื่องมือที่ใช้ในปัจจุบันเพื่อแก้ปัญหาเรื่องตุน้ำหนัก ซึ่งเดิมมีขนาดใหญ่, น้ำหนักต่อชิ้นมาก, สกปรก และเคลื่อนย้ายลำบาก นอกจากนั้นขณะเตะน้ำหนักที่กระทำต่อขาผู้ป่วยจะเปลี่ยนไปตามองศาการเตะ ทำให้การออกแรงไม่สม่ำเสมออีกด้วย ปัญหาเหล่านี้สามารถแก้ไขได้ด้วยระบบไฮดรอลิกที่ส่งผ่านแรงด้วยเฟืองและเฟืองสะพาน และควบคุมการเพิ่ม-ลดน้ำหนักด้วยวาล์ว<sup>๖</sup> ซึ่งพัฒนาจากระบบไฮดรอลิกที่ใช้มาเป็นสารทำงานและส่งผ่านแรงด้วยโซ่ ดังที่ได้ทำการทดลองในภาคเรียนที่ 1

## สารบัญ

	หน้า
บทที่ 1 บทนำ	1
บทที่ 2 ทฤษฎีและหลักการ	4
บทที่ ๘ การคำนวณและหลักการทางานเบื้องต้น	42
บทที่ 4 การทดลองและผลการทดลอง	60
บทที่ 5 วิจารณ์ผลการทดลองและสรุป ภาคผนวก	64 65
กิตติกรรมประกาศ	70
เอกสารอ้างอิง	71

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## บทที่ 1

### บทนำ

ในสภาพสังคมปัจจุบันที่เทคโนโลยีกำลังรุดหน้า โดยสิ่งต่างๆล้วนอำนวยความสะดวกสบายแก่มนุษย์ แต่ในทางกลับกันสิ่งที่กำลังเสื่อมโทรมลงไปทุกทีก็คือ สุขภาพของมนุษย์นั่นเอง การใช้เครื่องจักรต่างๆทำงานแทน ประกอบกับสภาพการใช้ชีวิตที่รีบเร่งทำให้เรื่องของสุขภาพซึ่งเป็นเรื่องสำคัญที่สุดเรื่องหนึ่งถูกละเลยไป และสิ่งที่ตามมาก็คือโรคภัยไข้เจ็บต่างๆ

อาการผิดปกติทางกล้ามเนื้อขา และบริเวณข้อเข่า เป็นอาการเจ็บป่วยประเภทหนึ่งที่เป็นกันมากในปัจจุบัน การรักษาอาการเจ็บป่วยเหล่านี้เป็นปัญหาที่สำคัญในบ้านเราเพราะการฟื้นฟูสมรรถภาพหลังการรักษา โดยวิธีกายภาพบำบัดอันกระทำอย่างต่อเนื่องเป็นเวลานาน ประกอบกับเครื่องมือกายภาพบำบัดมีราคาแพงและหาซื้อยาก ดังนั้น เพื่อเป็นการนำเอาความรู้ที่เรียนมา ประยุกต์ใช้ให้เกิดประโยชน์ต่อสังคม เครื่องมือช่วยเหลือการกายภาพบำบัดทางขา จึงได้เกิดขึ้น โดยเริ่มด้วยการหาข้อมูลจากโรงพยาบาล และแหล่งข้อมูลต่างๆเกี่ยวกับปัญหาและความต้องการ เมื่อทราบแล้วจึงได้นำมาศึกษาความเป็นไปได้ในทางปฏิบัติ โดยการออกแบบ, คำนวณ และสร้างชุดทดลอง จนในที่สุดก็ได้ระบบที่ใช้ในปัจจุบันซึ่งมีข้อดีที่เคลื่อนย้ายสะดวก, ปรับค่าความฝืดหรือน้ำหนักได้ง่าย และละเอียด, ให้แรงคงที่ตลอดการเตะ ทั้งยังมีราคาถูกกว่าของที่ซื้อจากต่างประเทศอีกด้วย

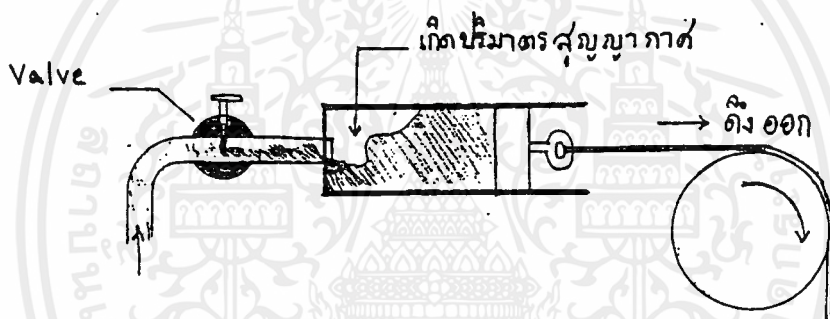
ระบบที่ใช้ใน เครื่องมือช่วยเหลือการกายภาพบำบัดทางขา เป็นระบบไฮดรอลิก (HYDRAULIC) แบบง่าย ใช้แรงจากการเตะ ส่งผ่านเฟืองและเฟืองสะพาน ไปดันกระบอกสูบให้น้ำมันไหลออกไปผ่านวาล์วที่ปรับค่าได้ เพื่อเพิ่ม-ลดความฝืดตามความต้องการ

## การพัฒนาระบบ

ข้อบกพร่องของระบบสร้างแรงต้านจากเทอมแรก มีดังนี้

1. เกิดการรั่วซึมของช่องเหลวระหว่างลูกสูบกับผิวด้านในของกระบอกสูบ เนื่องจากกระบอกสูบไม่ดีพอ เพราะการสร้างกระบอกสูบขึ้นใช้เอง ข้อดีคือสามารถประหยัดและกำหนดขนาดได้ตามต้องการแต่ผลที่ตามมาคือ ไม่สามารถทำกระบอกสูบที่มีผิวเรียบได้มาตรฐาน และไม่สามารถหาแหวนลูกสูบที่มีคุณภาพดี แต่แรงเสียดทานน้อยได้

2. เกิดปริมาตรสูญญากาศขึ้นในระบบ มีผลทำให้แรงต้านการเตะไม่คงที่ซึ่งจะเปลี่ยนไปตามปริมาตรสูญญากาศที่เกิดขึ้น



รูปที่ 1 แสดงการเกิดปริมาตรสูญญากาศ

ปริมาตรสูญญากาศเกิดจากการที่ลูกสูบเคลื่อนที่เร็วจนทำให้อัตราการเปลี่ยนแปลงปริมาตรของกระบอกสูบมากเกินไป ช่องเหลวที่ไหลผ่านวาล์ว จะไหลเข้าไปในกระบอกสูบไม่ทัน จึงเกิดปริมาตรสูญญากาศขึ้น

3. ขนาดของวาล์วกันกลับ ใหญ่เกินไป เนื่องจากไม่สามารถหาซื้อขนาดที่เล็กกว่านี้ได้ ทำให้ระบบของท่อต้องมีขนาดใหญ่ตามไปด้วย

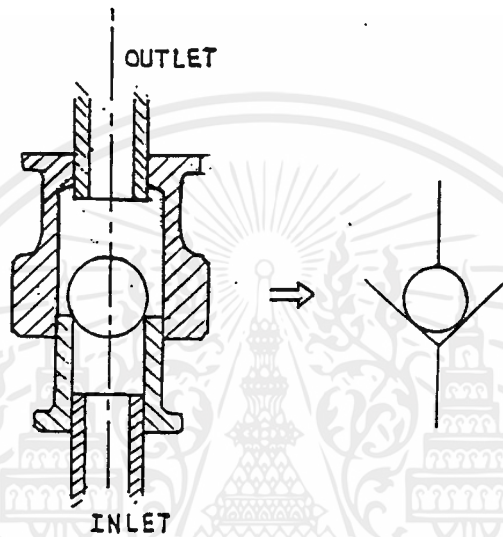
### การแก้ไขข้อบกพร่องในเทอม 2

1. เลือกใช้กระบอกสูบไฮดรอลิก ที่ใช้ในงานอุตสาหกรรม ซึ่งมีคุณภาพได้มาตรฐาน แข็งแรง สามารถรับโหลดจำนวนมากได้ และไม่รั่วซึม

2. จัดปัญหาปริมาตรสูญญากาศโดยเปลี่ยนหลักการในการส่งผ่านแรง จาก

เทอมแรกเราส่งผ่านแรงเตะโดยใช้เฟืองโซ่ขับโซ่ที่ยึดกับลูกสูบ ทำให้ลูกสูบเคลื่อนที่ด้วยแรงดึงเท่านั้น หากลูกสูบเคลื่อนที่เร็วเกินไปจะเกิดสูญญากาศ แก้ไขโดยเปลี่ยนหลักการส่งผ่านแรงเป็นการอัดกระบอกสูบโดยใช้เฟืองและเฟืองสะพาน

3. สร้างวาล์วกันกลับขนาดเล็ก ขึ้นใช้เอง โดยใช้ลูกปืนสแตนเลสใส่ในท่อลดขนาดตั้งในแนวตั้งใช้แรงดึงดูดของโลกจำลองการทำงานของเข็ควาล์วแบบบอล (BALL CHECK VALVE) ดังรูป



รูปที่ 2 แสดงภาพตัดของวาล์วกันกลับ

จะได้ขนาดเล็กตามต้องการจึงสามารถสร้างระบบได้ขนาดเล็กด้วย

## บทที่ 2

### ทฤษฎี และหลักการ

#### หลักการพื้นฐานทางระบบไฮดรอลิก

#### 2.1 แรง น้ำหนัก มวล (Force, Weight and mass)

แรง หมายถึง การกระทำของวัตถุกับวัตถุอื่น หรือ สาเหตุใดๆก็ตามที่กระทำกับวัตถุแล้วพยายามผลักดันให้วัตถุนั้นเกิดการเคลื่อนที่โดยแรงในที่นี้เกิดจากความดันของไหลที่กระทำกับพื้นที่หน้าตัด

ความสัมพันธ์ของแรง ความดัน และพื้นที่หน้าตัดอาจเขียนเป็นสมการได้ดังนี้

$$F = P \cdot A$$

$$P = \frac{F}{A}$$

$$A = \frac{F}{P}$$

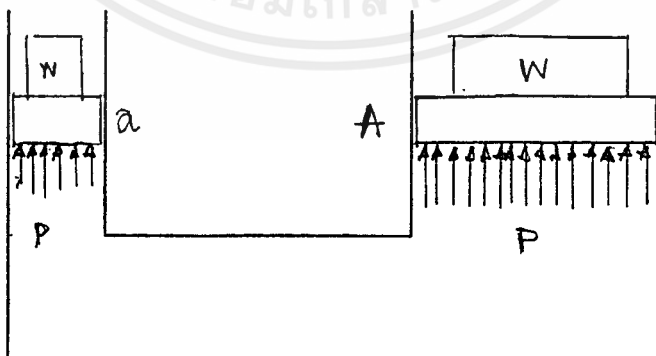
(1)

โดยที่

F คือ แรงที่กระทำบนพื้นที่

P คือ ความดันของของไหล

A คือ พื้นที่หน้าตัดของภาชนะที่ถูกแรงกระทำ

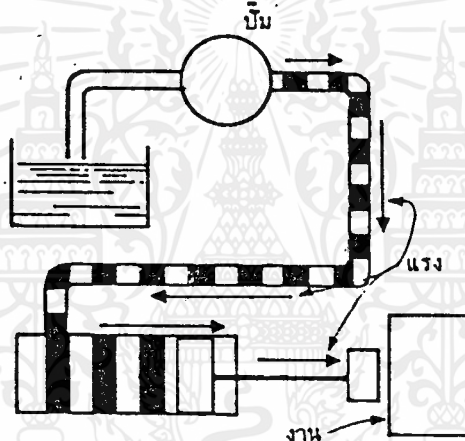


รูปที่ 2.1

ซึ่งหลักการเบื้องต้นของระบบไฮดรอลิก ก็เป็นไปตามกฎปาสคาลดังนี้

1. ความดันของไหลที่เกิดขึ้นนั้น กระทำตั้งฉากกับพื้นที่ที่มีนกระทำอยู่
2. ความดันของไหลภายในภาชนะปิดมิดชิดนี้ จะมีค่าเท่ากันทุกจุดบนพื้นผิวของภาชนะ
3. ความดันของของไหลนี้ จะส่งแรงออกไปมีค่าเท่ากัน

ในระบบไฮดรอลิกจะต้องมีแรงเกิดขึ้นตลอดเวลาจากกำลังงานของไหลเพื่อให้เกิดการทำงานในระบบได้ ดังรูปที่ 2.2



รูปที่ 2.1 แรงที่กระทำในระบบไฮดรอลิก

รูปที่ 2.2

จากรูปที่ 2.2 แสดงให้เห็นว่าเมื่อปั๊มทำงานดูดและอัดส่งน้ำมันไฮดรอลิกให้ไหลไปตามท่อทางนั้นจะต้องมีกำลังมากพอ เพื่อเอาชนะความเสียดทานต่างๆตามผนังท่อ จึงจะสามารถดันให้น้ำมันไหลเข้าในกระบอกสูบได้ จากนั้นความดันก็จะเกิดขึ้นเนื่องจากการไหลของน้ำมันถูกขวางทางด้วยลูกสูบภายในกระบอกสูบ ความดันที่เกิดขึ้นจะมากหรือน้อยขึ้นอยู่กับโหลดที่ต้องการทำงาน ถ้าไหลมากความดันก็จะมีมากมาย โดยความดันจะกระทำกับพื้นที่ลูกสูบจนได้แรงผลักดันเท่ากับโหลด ลูกสูบก็จะเริ่มการเคลื่อนที่เพื่อผลักดันโหลด

น้ำหนัก หมายถึง วัตถุหรือสสารทุกชนิดจะต้องมีน้ำหนัก ซึ่งทั้งนี้มีผลมา

จากแรงโน้มถ่วงของโลกหรือแรงดึงดูดที่มีต่อวัตถุ ในระบบไฮดรอลิกของไหลในถัง พัก ในท่อทาง หรือในส่วนประกอบใดก็ตามจะมีน้ำหนักเสมอ ไม่ว่าของไหลนั้นจะ เคลื่อนที่หรือไม่เคลื่อนที่ก็ตาม

มวล นอกจากน้ำหนักแล้ว วัตถุหรือสสารทุกชนิดจะต้องมีมวล ซึ่งหมายถึง ปริมาณของวัตถุและแรงเฉื่อย (inertia) ของสารนั้น หรือแรงต้านของสารที่มี ต่อการเคลื่อนที่ มวลของวัตถุสามารถหาได้จากน้ำหนักของวัตถุเมื่ออยู่ในสภาพที่มี แรงโน้มถ่วง ส่วนแรงเฉื่อยหาได้จากปริมาณแรงที่ใช้ในการทำให้วัตถุเคลื่อนที่ หยุด หรือเปลี่ยนทิศทางการเคลื่อนที่ ดังนั้นถ้าวัตถุมีมวลมากก็ต้องใช้แรงที่จะให้ เคลื่อนที่มาก

โดยน้ำหนักและมวลหาจากสมการนี้

$$W = mg$$

$$m = \frac{W}{g}$$

W = น้ำหนักของสาร

m = มวลของสาร

g = อัตราหน่วงเนื่องจากแรงดึงดูดของโลกที่มีต่อวัตถุ (9.811 m/sec<sup>2</sup> ในระบบ SI)

### 2.2 ความเร็วของอุปกรณ์การทำงาน (Speed of actuator)

ความเร็วในการเคลื่อนที่ของลูกสูบในกระบอกสูบ และความเร็วในการ หมุนของเพลามอเตอร์ไฮดรอลิก ขึ้นอยู่กับขนาดหรือปริมาตรความจุภายในตัวของ มัน ซึ่งหมายถึงปริมาตรของน้ำมันที่จะป้อนให้แก่อุปกรณ์ทั้งสอง โดยความเร็วของ อุปกรณ์ทั้งสองจะมีลักษณะต่างกัน คือความเร็วของลูกสูบเป็นความเร็วในแนวเส้น ตรง ส่วนความเร็วของมอเตอร์ไฮดรอลิกเป็นความเร็วในแนวหมุน ดังนั้น จึงสรุปความสัมพันธ์ของส่วนต่างๆ ได้ดังนี้

$$\text{ความเร็วของลูกสูบในกระบอกสูบ} = \frac{\text{ปริมาตร/เวลา}}{\text{พื้นที่หน้าตัด}}$$

$$\text{ความเร็วของลูกสูบในกระบอกสูบ} = \frac{\text{อัตราป้อน}}{\text{พื้นที่หน้าตัด}} \quad (2)$$

$$\text{ความเร็วรอบของมอเตอร์ไฮดรอลิก} = \frac{\text{อัตราป้อน} \times \text{ประสิทธิภาพเชิงปริมาตร}}{\text{ปริมาตรป้อนต่อระบบ}} \quad (3)$$

แต่ในการทดลองครั้งนี้ได้เปลี่ยนความเร็วหมุนจากเพลามอเตอร์ไฮดรอลิก เป็นเพล่าที่เกิดการหมุนจากแรงคนเตะ (แรงผลึกหมุน) ซึ่งมีความเร็วรอบต่างกัน มาก จึงใช้สูตร

$$V = wR$$

ให้คนปรกติเตะด้วยความเร็วคงที่  $V$  โดยที่ในการเตะ 1 ครั้ง 180 องศา (ไป-กลับ ใช้เวลา 4 วินาที) ดังนั้น  $w = \pi/4 = 0.78$  รอบต่อวินาที

อัตราการไหลและความเร็วของน้ำมันไฮดรอลิกในท่อตรง

$$Q = AV$$

$$Q = \text{อัตราการไหลของน้ำมัน}$$

$$V = \text{ความเร็วของกระบอกสูบ}$$

$$A = \text{พื้นที่หน้าตัดของลูกสูบ}$$

### 2.3. ลักษณะการไหลในท่อทาง

การไหลในท่อมี่ 2 ลักษณะคือ

1. การไหลแบบราบเรียบ (Laminar Flow)

2. การไหลแบบปั่นป่วน (Turbulent Flow)

1. การไหลแบบราบเรียบ (Laminar Flow)

เป็นการไหลโดยที่อนุภาคของของเหลวเคลื่อนที่เป็นเส้นตรงขนานกันไป

คล้ายๆกับการไหลเป็นชั้นๆ ความเร็วของของไหลในชั้นที่อยู่ใกล้ๆกันมีค่าเท่ากัน ที่ชั้นของของไหลที่อยู่ติดกับผิวผนังภายในท่อจะไหลได้ช้าที่สุด เนื่องจากมีแรงเสียดทานระหว่างของไหลกับผิวที่ขรุขระที่ผนังภายในท่อ ดังนั้นชั้นของไหลที่จะเคลื่อนที่ไปได้เร็วที่สุดคือ ชั้นที่ไหลอยู่ตรงกลางท่อเนื่องจากไม่มีแรงเสียดทานจากผิวผนังภายในท่อ ซึ่งการไหลแบบนี้จะมีการสูญเสียกำลังเนื่องจากแรงเสียดทานน้อยมาก แรงเสียดทานที่นอกจากจะเกิดจากการเสียดสีระหว่างการไหลของน้ำมันกับ ผนังท่อแล้ว ยังอาจเกิดขึ้นภายในอนุภาคของของไหลเองเนื่องจากความหนืดของของไหล โดยความหนืดหรือความต้านทานการไหลในของไหลจะลดลงเมื่อของไหลมีอุณหภูมิสูงขึ้น และในทางตรงข้าม ถ้าของไหลมีอุณหภูมิต่ำลงความหนืดหรือความต้านทานการไหลก็จะเพิ่มขึ้น

## 2. การไหลแบบปั่นป่วน (Turbulent Flow)

เป็นการไหลโดยที่ อนุภาคของของไหลเคลื่อนที่ไปอย่างไม่เป็นระเบียบ ชั้นการไหลจะไหลตัดกันอย่างสับสน ความเร็วของอนุภาคของของไหลจะแตกต่างกันทั้งขนาดและทิศทาง การไหลแบบนี้จะเกิดขึ้นเมื่อของไหลไหลผ่านในท่อที่มีขนาดเล็กเกินไป หรือน้ำมันไฮดรอลิกที่ใช้มีค่าความขรุขระมาก มีการเปลี่ยนแปลงพื้นที่หน้าตัดของท่อโดยใช้ข้อลดหรือข้อเพิ่มขนาดอย่างทันทีทันใด หรือใช้ข้องอที่มีการหักมุมมากเกินไป ทำให้มีการเปลี่ยนความเร็วของอนุภาคของของไหลทั้งขนาดและทิศทางอย่างทันที การไหลแบบปั่นป่วนนี้ไม่ควรให้เกิดขึ้น เพราะจะทำให้เกิดความดันลดเนื่องจากเกิดแรงเสียดทานขึ้นอย่างมากภายในท่อทาง เป็นการสิ้นเปลือง เพราะจะเกิดการสูญเสียกำลังงานอย่างมาก ซึ่งกำลังงานที่สูญเสียนี้จะเปลี่ยนไปในรูปของพลังงานความร้อน ทำให้อุณหภูมิในของไหลสูงขึ้นกว่าการไหลแบบราบเรียบ และประสิทธิภาพการทำงานของระบบก็จะลดลงต่ำด้วย

การไหลแบบปั่นป่วนยังอาจทำให้เกิดอาการ คาวิเตชัน ได้ ทำให้เกิดมีฟองไอสะสมกับน้ำมัน เกิดเป็นฟองอากาศในท่อและในส่วนประกอบอื่นๆ เป็นผลเสียต่อระบบทำให้เครื่องจักรสึกหรอและทำงานช้าลง ถ้ามีฟองอากาศจำนวนมากๆอาจทำให้เครื่องจักรทำงานต่อไปไม่ได้เลย



## 2.4. หลักการของเบอร์นูลลี (BERNOULLI'S PRINCIPLE)

แดเนียล เบอร์นูลลี นักวิทยาศาสตร์ชาวสวิสกล่าวว่า ในระบบที่มีการไหลสม่ำเสมอ (STEADY FLOW) หรืออัตราการไหลคงที่ จะมีพลังงานที่เกิดขึ้นจากความดัน, ความเร็ว และตำแหน่งของการเคลื่อนที่ของของไหลจากจุดหนึ่งไปยังอีกจุดหนึ่งภายในท่อ โดยผลรวมของพลังงานทั้งหมดที่เกิดขึ้นที่จุดต่างๆในระบบต้องมีค่าคงที่ ถ้าไม่คิดพลังงานสูญเสียที่เกิดจากแรงเสียดทานดังนั้นจึงเขียนสมการแสดงผลรวมของพลังงานทั้งหมด (TOTAL ENERGY) ในทิศทางที่ของไหลเคลื่อนที่ได้ดังนี้

พลังงานเนื่องจากความดัน + พลังงานจลน์ + พลังงานศักย์ = คงที่ (4)

$$PV + WV^2/2G + WZ = \text{คงที่}$$

$$PW/\gamma + WV^2/2G + WZ = \text{คงที่}$$

ถ้าคิดเป็นค่าต่อหนึ่งหน่วย พลังงานต่างๆก็จะเป็นพลังงานต่อหนึ่งหน่วยน้ำหนัก ซึ่งจะมีหน่วยเป็นหน่วยของความยาว ดังนั้นจึงเรียก ผลรวมของพลังงานทั้งหมดใหม่ได้ว่า TOTAL HEAD

สมการก็จะเปลี่ยนรูปเป็น

$$PW/\gamma W + WV^2/2GW + WZ/W = \text{คงที่}$$

$$P/\gamma + V^2/2G + Z = \text{คงที่} \quad (5)$$

หรือจัดอยู่ในรูป  $P/\rho + V^2/2 + GZ = \text{คงที่} \quad (6)$

สมการนี้เรียกว่าสมการเบอร์นูลลี (BERNOULLI'S EQUATION) ใช้ได้กับของเหลวที่มีอัตราการไหลคงที่และไม่คิดความเสียดทานจากการไหล จึงไม่มีการสูญเสียพลังงาน

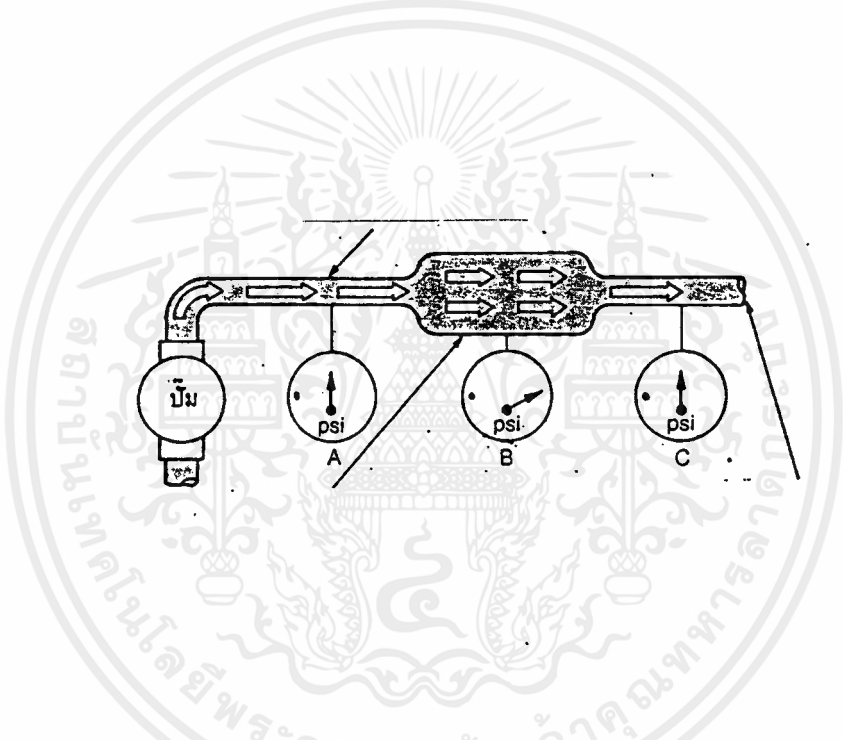
เมื่อ  $P/\gamma$  = พลังงานเนื่องจากความดันในของไหลต่อหนึ่งน้ำหนัก มีชื่อเรียกว่า PRESSURE HEAD มีหน่วยเป็น lb.ft/lb = ft และ  $N.m/N = m$

$V^2/2G$  = พลังงานจลน์ต่อหน่วยน้ำหนักของของไหลมีชื่อเรียกว่า VELOCITY HEAD มีหน่วยเป็น lb.ft/lb = ft หรือ N.m/N = m

Z = พลังงานศักย์ต่อหน่วยน้ำหนักของของไหล มีชื่อเรียกว่า ELEVATION HEAD มีหน่วยเป็น lb.ft/lb = ft หรือ N.m/N = m

$\gamma$  = น้ำหนักจำเพาะของน้ำมัน lb.ft/lb = ft หรือ N.m/N = m

$\rho$  = ความหนาแน่นของน้ำมัน ( $\rho = m/v$ ) หน่วยเป็น slug/ft<sup>3</sup> หรือ kg/mm<sup>3</sup>



รูปที่ 2.3 ผลรวมของพลังงานทั้งหมดที่จุดใดๆในระบบย่อมมีค่า

คงที่ เมื่ออัตราไหลคงที่ และไม่คิดค่าความเสียดทาน

จากรูปแสดงให้เห็นว่าของเหลวที่ไหลผ่านท่อเมน และท่อต่อของระบบในสภาพการไหลตามกฎการคงตัวของพลังงาน ดังนั้นพลังงานของไหลที่จุด A จุด B และจุด C จะเท่ากันถ้าไม่มีการสูญเสียพลังงานจากความเสียดทาน แล้วเปลี่ยนไปในรูปอื่นตามสมการ เบทร์นูลี

$$\text{จาก } \frac{P}{\rho} + \frac{V^2}{2} + GZ = \text{คงที่}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\text{จะได้ } \frac{P_A}{\rho} + \frac{V_A^2}{2} + GZ_A = \frac{P_B}{\rho} + \frac{V_B^2}{2} + GZ_B = \frac{P_C}{\rho} + \frac{V_C^2}{2} + GZ_C$$

จากสมการที่ได้เมื่อพิจารณาระหว่างจุด A และ B จะเห็นว่าขนาดท่อจะเปลี่ยนไป ที่จุด B ขนาดท่อจะใหญ่ขึ้น ทำให้ความเร็วและความดันของเหลวในท่อเปลี่ยนไป ทำให้พลังงานเนื่องจากความดัน และพลังงานจลน์ในท่อที่จุด A และ B ไม่เท่ากัน คือ  $V_B^2/2$  มีค่าน้อยกว่า  $V_A^2$  (เนื่องจาก  $V_B$  ลดลงเมื่อท่อใหญ่ขึ้น) ทำให้  $P_A$  ต้องมีค่ามากกว่า  $P_B$  และพลังงานศักย์ที่จุด A และ B ยังคงเท่ากัน ( $Z_A = Z_B$ ) เพราะอยู่ระดับเดียวกัน สมการคงตัวของพลังงานตามกฎเบอร์นูลลี จึงจะสมดุล และถ้าไม่มีการสูญเสียพลังงานเนื่องจากความเสียดทานภายในท่อแล้ว พลังงานที่จุด A ก็จะต้องเท่ากับพลังงานที่จุด C เช่นกัน โดยความเร็วและความดันเท่ากันด้วย เพราะขนาดท่อเท่ากัน แต่การทำงานจริงๆ ในระบบ Hydraulic พลังงานบางส่วนต้องสูญเสียกลายเป็นความร้อนเนื่องจากแรงเสียดทาน, ความดันลด และอื่นๆอีกเสมอทำให้ผลแปรเปลี่ยนไปตามรูปที่ 2.3

ดังนั้นถ้าคิดความสูญเสียจากความเสียดทาน ก็จะทำให้ความดันที่จุด C มีค่าน้อยกว่าที่จุด A เนื่องจากเกิดความดันลดลงจากแรงเสียดทาน และสมการเบอร์นูลลีจะสมดุลได้ต้องบวกพลังงานสูญเสีย (Head Loss) เข้าไปในสมการพลังงานที่จุด C ดังนี้

$$\frac{P_A}{\rho} + \frac{V_A^2}{2} + GZ_A = \frac{P_C}{\rho} + \frac{V_C^2}{2} + GZ_C + h_L \quad (7)$$

## 2.5. ความดันสูญเสียในท่อ (Pressure Loss in Pipe)

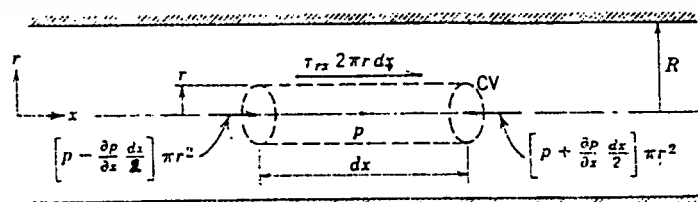
จะกล่าวถึงการหาความเปลี่ยนแปลงของความดัน เนื่องจากการไหลแบบอัดตัวไม่ได้ (Incompressible flow) ภายในท่อในระบบการไหล ความเปลี่ยนแปลงของความดันเป็นผลมาจากการเปลี่ยนแปลงในระดับ หรือความเร็วในการไหล

(เนื่องจากการเปลี่ยนแปลงพื้นที่หน้าตัด) และจากคามเสียดทานในกรณีที่มีการไหลปราศจากความเสียดทาน เราอาจใช้สมการเบอร์นูลลีในการหาผลของการเปลี่ยนแปลงระดับและความเร็ว ดังนั้นปัญหาหลักในการวิเคราะห์ของไหลจริง (real fluids) จึงอยู่ที่การหาผลของความเสียดทานต่อการไหล ความเสียดทานทำให้ความดันลดลง นั่นคือทำให้เกิดการสูญเสีย (loss) ความดันเมื่อเทียบกับกรณีที่เป็นการไหลในอุดมคติ (ideal flow) ซึ่งปราศจากความเสียดทาน เพื่อความสะดวกในการวิเคราะห์ เราจะแบ่งการสูญเสียออกเป็นสองประเภทคือ Major flow ซึ่งเป็นผลมาจากความเสียดทานใน Fully-developed flow ในท่อส่วนที่มีพื้นที่หน้าตัดคงที่ และ minor loss จากการใช้การไหลผ่านวาล์ว (valve) สามทาง (tees) ข้องอ (elbows) และจากความเสียดทานในท่อส่วนอื่นๆที่มีพื้นที่หน้าตัดไม่คงที่

ในการหาความสัมพันธ์ของ major loss เนื่องจากความเสียดทานพื้นที่หน้าตัดคงที่นั้น เราจะพิจารณาเฉพาะ fully-developed flow นั่นคือการไหลที่ velocity profile ไม่เปลี่ยนแปลง และเนื่องจากท่อกลมเป็นท่อที่พบเห็นมากที่สุดในงานวิศวกรรม การวิเคราะห์พื้นฐานจึงเริ่มจากท่อกลมก่อนแล้วค่อยนำผลที่ได้ไปประยุกต์ใช้กับท่อลักษณะอื่น โดยอาศัยเส้นผ่าศูนย์กลางไฮดรอลิก (hydraulic diameter)

### 2.5.1 การผันแปรของความเค้นเฉือน

สำหรับ fully-developed flow ในท่อแนวระดับ ไม่ว่าจะ เป็นแบบลามินาร์หรือเทอร์บิวเลนต์ ความดันลดต้องสมดุลกับแรงเฉือนที่ผนังท่อ ดังจะเห็นได้จากการวิเคราะห์สมการโมเมนตัมของ control volume ทรงกระบอกดังรูป



Control volume for analysis of shear stress distribution in fully developed flow in a circular pipe.

รูปที่ 2.4

จากสมการโมเมนตัมในแนว X

$$F_x + F_B = \int_{cv} u \, dV + \int_{cs} u \, V \cdot dA$$

สมมติฐาน

(1)  $F_B = 0$  (แวนอน)

(2) steady flow

(3) Incompressible flow

(4) Fully-developed flow

ดังนั้น

$$F_s = 0$$

แรงกระทำที่ผิวต่างๆของ cv ได้แสดงไว้แล้วที่รูป 2.4 ถ้ากำหนดให้ P เป็นความดันที่

กึ่งกลางของ cv ความดันที่ปลายทั้งสองของ cv จะหาได้จาก Taylor series expansion ของ P ส่วนแรงเฉือนที่กระทำที่ผิวของทรงกระบอก ในที่นี้จะสมมติให้ทิศทางของความเค้นเฉือนตามรูปเป็นบวก เพราะฉะนั้น

$$F_s = (P - \frac{P \, dx}{x \, 2}) \pi r^2 - (P + \frac{P \, dx}{x \, 2}) \pi r^2 + 2\pi r \, dx = 0$$

หรือ

$$- \frac{P \, dx}{x} \pi r^2 + 2\pi r^2 \, dx = 0$$

ดังนั้น

$$F_{s_x} = \frac{r}{2} \frac{P}{x}$$

จะเห็นว่า ความเค้นเฉือนของการไหลผันแปรเป็นเส้นตรงภายในภาคตัดหนึ่งของท่อ คือแกนกลางของท่อไปจนถึงค่าสูงสุดที่ผนังท่อ ถ้าเราแทนความเค้นเฉือนที่ผนังท่อว่า  $\tau_w$

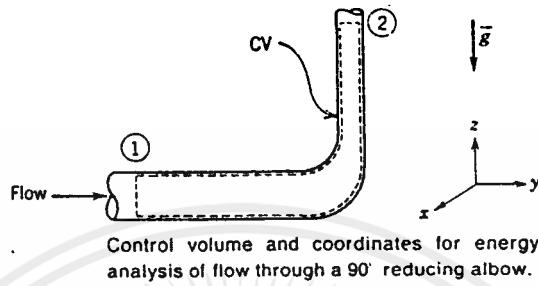
$$\tau_w = [\tau]_{r=R} = \frac{R}{2} \frac{P}{x} \quad (8)$$

สมการนี้แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความเค้นเฉือนที่ผนังกับ pressure gradient ในแนวแกน เป็นที่น่าสังเกตว่า เราไม่ได้ตั้งสมมติฐานเกี่ยวกับการไหลว่าเป็นประเภทลามินาร์หรือเทอร์บิวเลนซ์ ดังนั้นสมการนี้จึงใช้ได้กับการไหลทั้งสองประเภท อย่างไรก็ตามสมการที่ (8) จะเป็นประโยชน์ในการหาความดันตกก็ต่อเมื่อเรารู้ความสัมพันธ์ระหว่างสนามความเค้นเฉือน กับสนามความเร็วในกรณีการไหลแบบลามินาร์ เราหาความสัมพันธ์นี้ได้ด้วยการวิเคราะห์ทางทฤษฎี ส่วนกรณีเทอร์บิวเลนซ์ต้องอาศัยข้อมูลจากการทดลอง

### 2.5.2 สมการพลังงาน (ENERGY EQUATION)

การพิจารณาการทรงพลังงาน (กฎข้อที่หนึ่งเทอร์โมไดนามิกส์) จะทำให้เราได้ความรู้เพิ่มเติมเกี่ยวกับธรรมชาติของการสูญเสียความดัน

ตัวอย่างเช่น ในการไหลแบบ steady ผ่านส่วนหนึ่งของระบบท่อซึ่งเป็นข้อลด (reducing elbow) ดังรูปที่ 2.5 เราจะกำหนดขอบเขตของ control volume ซึ่งตั้งฉากกับการไหลที่ภาคตัด 1 และ 2 ดังรูป



รูปที่ 2.5

จากสมการพลังงาน

$$\dot{Q} - \dot{W}_s - \dot{W}_{shear} - \dot{W}_{other} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{cv} e dV + \int_{cs} (e + Pv) \rho \vec{V} \cdot d\vec{A}$$

$$e = u + \frac{v^2}{2} + gz$$

สมมติฐาน

- (1)  $\dot{W}_s = 0$  ,  $\dot{W}_{other} = 0$
- (2)  $\dot{W}_{shear} = 0$  (ถึงแม้ว่าจะมีความเค้นเฉือนที่ผนังข้องอแต่ความเร็วเป็นศูนย์ที่ผนัง)
- (3) Steady flow
- (4) Incompressible flow
- (5) พลังงานภายในและความดันสม่ำเสมอทั่วภาคตัด 1 และ 2

ดังนั้นสมการ

$$\dot{Q} = \dot{m} (u_2 - u_1) + \dot{m} \left( \frac{p_2}{\rho} - \frac{p_1}{\rho} \right) + \dot{m}g (z_2 - z_1) + \int_{A_2} \frac{V_2^2}{2} \rho V_2 dA_2 - \int_{A_1} \frac{V_1^2}{2} \rho V_1 dA_1 \tag{9}$$

ให้สังเกตว่าเราไม่ได้สมมติให้ความเร็วสม่ำเสมอทั้งภาคตัด 1 และ 2 เนื่องจากเรารู้แน่ชัดว่าการไหลหนืดนั้นความเร็วสม่ำเสมอไม่ได้ อย่างไรก็ตามเพื่อความสะดวก เราอาจนำความเร็วเฉลี่ยมาใช้ในสมการ (9) ซึ่งจะทำให้ตัดเครื่องหมายอินทิกรัลออกได้ ทั้งนี้ต้องนิยามสัมประสิทธิ์หนึ่งขึ้นมา เรียกว่า kinetic energy flux coefficient,  $\alpha$  ดังนี้

$$\int_A \frac{V^2}{2} \rho V dA = \alpha \int_A \frac{\bar{V}^2}{2} \rho V dA = \alpha \dot{m} \frac{\bar{V}^2}{2} \tag{10}$$

เราจะเขียนสมการ (9) ได้ใหม่คือ

$$\dot{Q} = \dot{m}(u_2 - u_1) + \dot{m} \left( \frac{p_2}{\rho} - \frac{p_1}{\rho} \right) + \dot{m}g(z_2 - z_1) + \dot{m} \left( \frac{\alpha_2 \bar{V}_2^2}{2} - \frac{\alpha_1 \bar{V}_1^2}{2} \right)$$

เมื่อหารด้วย  $\dot{m}$  ตลอดจะได้

$$\frac{\delta Q}{dm} = (u_2 - u_1) + \left( \frac{p_2}{\rho} - \frac{p_1}{\rho} \right) + (gz_2 - gz_1) + \left( \frac{\alpha_2 \bar{V}_2^2}{2} - \frac{\alpha_1 \bar{V}_1^2}{2} \right)$$

และเมื่อเรียบเรียงสมการนี้จะได้

$$\left( \frac{p_1}{\rho} + \frac{\alpha_1 \bar{V}_1^2}{2} + gz_1 \right) = \left( \frac{p_2}{\rho} + \frac{\alpha_2 \bar{V}_2^2}{2} + gz_2 \right) + (u_2 - u_1) - \frac{\delta Q}{dm} \tag{11}$$

จากสมการ (11)  $(p + \alpha \bar{V}^2 + gz)$  ก็คือพลังงานกล (mechanical energy) ต่อหนึ่งหน่วยมวลที่ภาคตัดใดๆ ส่วน  $(u_2 - u_1 - \delta Q/dm)$  เท่ากับผลต่าง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ของพลังงานกลต่อหน่วยมวลระหว่างภาคตัด 1 และ 2 หรือจะกล่าวอีกนัยก็คือมัน  
 เป็นพลังงาน (ชนิด irreversible) ที่ใช้แปลงพลังงานกลที่ภาคตัด 1 ไปเป็น  
 พลังงานความร้อนที่ไม่ต้องการ ( $u_2 - u_1$ ) และพลังงานที่สูญเสียในรูปของการถ่าย  
 เทความร้อน ( $-6Q/dm$ ) เราเรียกพลังงานเหล่านี้ทั้งกลุ่มว่า total head loss  
 ( $h_1$ ) ดังนั้น

$$\left( \frac{p_1}{\rho} + \alpha_1 \frac{\bar{V}_1^2}{2} + gz_1 \right) - \left( \frac{p_2}{\rho} + \alpha_2 \frac{\bar{V}_2^2}{2} + gz_2 \right) = h_1 \quad (12)$$

ถ้าการไหลปราศจากแรงเสียดทาน ความเร็วที่หน้าตัดต่างๆจะสม่ำเสมอ  
 ( $\alpha_1 = \alpha_2 = 1$ ) สมการเบอร์นูลลีก็จะคาดคะเนว่า head loss เป็นศูนย์

ในการไหลปราศจากความเสียดทานที่อัดตัวไม่ได้ การเปลี่ยนแปลง  
 พลังงานภายในเกิดขึ้นได้ทางเดียว คือการถ่ายเทความร้อน เนื่องจากไม่มีการ  
 แปลงพลังงานกล ( $p/\rho + v^2/2 + gz$ ) ให้เป็นพลังงานภายใน ส่วนการไหลหนืด  
 ในท่อนั้น ผลอันหนึ่งของความเสียดทาน อาจเป็นการเพิ่มพลังงานภายในของการ  
 ไหลดังที่ได้แสดงไว้ในสมการสำหรับการไหลลามินาร์ในท่อ (ตาม Velocity  
 profile ในสมการ 12 )  $\alpha = 2$  อย่างไรก็ตาม เราไม่มีความจำเป็นต้องใช้  
 สมการ เนื่องจากเราสามารถคำนวณความดันลดได้จากทฤษฎี

สำหรับการไหลเทอร์บิวเลนซ์ Velocity profile ค่อนข้าง "ทู่" เรา  
 อาจใช้สมการ (10) ร่วมกับของการไหลในท่อเรียบ  $\{ u/U = (1 - r/R)^{1/n} \}$   
 และสมการอัตราส่วนของความเร็วเฉลี่ยต่อความเร็วที่แกนกลางท่อ  $\{ \bar{V}/U =$   
 $2n^2 / (n+1)(2n+1) \}$

$$\alpha = \left[ \frac{U}{\bar{V}} \right]^3 = \frac{2n^2}{(3+n)(3+2n)} \quad (13)$$

ค่าของ  $\bar{V}/U$  หาได้จากสมการของ อัตราส่วนของความเร็วเฉลี่ยต่อความเร็วที่  
 แกนท่อ  $U/\bar{V} = 2n^2 / (n+1)(2n+1)$  เนื่องจากตัวเลขยกกำลัง  $n$  เป็นฟังก์ชัน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
 ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ของ Reynolds number  $\alpha$  ก็จะเปลี่ยนแปลงตาม Re ด้วย

$$\text{ถ้า } n = 6 \text{ ( } Re = 4.0 \times 10^3 \text{ ) } \alpha = 1.08$$

$$\text{ถ้า } n = 10 \text{ ( } Re = 3.2 \times 10^6 \text{ ) } \alpha = 1.03$$

เพราะฉะนั้นจะเห็นได้ว่า  $\alpha$  ใกล้เคียง 1 ซึ่งถึงแม้ว่าปรกติแล้วพลังงานจลน์จะมีผลน้อยมากต่อ total head loss แต่ในช่วงที่เป็น developing flow การเปลี่ยนแปลงนี้ก็อาจจะมีผลสำคัญ ดังนั้นโดยทั่วไป เราจะใช้สมการข้างล่างนี้ สำหรับการคำนวณการไหลในท่อ

$$\frac{(p_1 + \alpha_1 \bar{V}_1^2 + \rho g z_1)}{\rho} - \frac{(p_2 + \alpha_2 \bar{V}_2^2 + \rho g z_2)}{\rho} = h_{1T} \quad (14)$$

ให้สังเกตว่า head loss นั้น มีมิติเป็นพลังงานต่อหนึ่งหน่วยมวล สมการ (14) นี้ ใช้คำนวณผลต่างของความดันระหว่างจุดสองจุดใดๆในระบบท่อ ทั้งนี้ต้องทราบค่าของ head loss เสียก่อนดังนั้นในตอนต่อไป เราจะพิจารณาถึงการคำนวณ head loss

### 2.5.3 การคำนวณ major head loss

Total head loss ( $h_{1T}$ ) นั้นถือว่าเป็นผลรวมของ major losses ( $h_{1f}$ ) ซึ่งซึ่งเป็นผลของความเสียดทานใน fully-developed flow ในท่อที่มีพื้นที่หน้าตัดคงที่กับ minor loss ( $h_{1m}$ ) ซึ่งเป็นผลของการไหลในช่วงทางเข้าใน fittings และในบริเวณที่มีการเปลี่ยนแปลงพื้นที่หน้าตัด เป็นต้น ในที่นี้เราจะพิจารณา major loss ก่อน

สำหรับ fully-developed flow ในท่อที่มีพื้นที่หน้าตัดคงที่

$$h_{1f} = 0 \text{ และ } \alpha_1 V_1^2 / 2 = \alpha_2 V_2^2 / 2$$

$$(p_1 - p_2) / \rho = g(z_2 - z_1) + h_{1f} \quad (15)$$

ถ้าท่ออยู่ในแนวนอน  $Z_2 = Z_1$  และ

$$(p_1 - p_2) / \rho = \Delta p / \rho = h_f \quad (16)$$

ดังนั้น major head loss จึงอยู่ในรูปของ pressure loss ในกรณีที่เป็น fully-developed flow ในท่อแนวระดับที่มีพื้นที่หน้าตัดคงที่

เนื่องจาก head loss ก็คือพลังงานที่ใช้แปลงพลังงานกลเป็นพลังงานความร้อนโดยผลของความเสียดทาน head loss สำหรับ fully-developed flow ในท่อยังขึ้นอยู่กับการไหลในท่อนั้น ดังนั้น head loss ตามสมการ (16) จึงใช้ได้กับ fully-developed flow ทั้งในท่อแนวนอนและเอียงที่มีอัตราการไหลเท่ากัน

สำหรับการไหลลามินาร์ เราสามารถคำนวณหาความดันลดได้ดังนี้

$$\Delta p = \frac{128 \mu L Q}{\pi D^4} = \frac{128 \mu L \bar{V} (\pi D^2 / 4)}{\pi D^4} = \frac{32 L}{D} \frac{\mu \bar{V}}{D}$$

เมื่อแทนในสมการ (16) จะได้

$$h_f = \frac{32 L}{D} \frac{\mu \bar{V}}{\rho D} = \frac{L}{D} \frac{\bar{V}^2}{2} \left( \frac{64 \mu}{\rho \bar{V} D} \right)$$

$$= \frac{(64)}{Re} \frac{L}{D} \frac{\bar{V}^2}{2} \quad (17)$$

สำหรับการไหลเทอร์บิวเลนซ์ เราไม่สามารถคำนวณหาความดันลดโดยการวิเคราะห์ทางทฤษฎี จึงต้องอาศัยผลการทดลองบวกกับการวิเคราะห์มิติในการไหลเทอร์บิวเลนซ์ ความดันลด ( $\Delta p$ ) เนื่องจากความเสียดทานในท่อซึ่งมีพื้นที่หน้าตัดคงที่นั้น ขึ้นอยู่กับขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของท่อ ( $D$ )

กลางของท่อ (D) ความยาวท่อ (L) ความหยาบท่อ ( $\epsilon$ ) ความเร็วเฉลี่ย ( $\bar{V}$ ) ความหนาแน่นของของไหล ( $\rho$ ) และความหนืด ( $\mu$ ) หรือถ้าเขียนในรูปของฟังก์ชันก็คือ

$$\Delta p = f(D, L, \bar{V}, \epsilon, \rho, \mu)$$

เมื่อทำการวิเคราะห์มิติจะได้

$$\frac{\Delta p}{\bar{V}^2} = \phi \left( \text{Re}, \frac{L}{D}, \frac{\epsilon}{D} \right)$$

หรือ

$$h_f / \bar{V}^2 = \phi \left( \text{Re}, \frac{L}{D}, \frac{\epsilon}{D} \right)$$

จากการทดลองพบว่า nondimensional head loss นั้นแปรผันโดยตรงกับ  $L/D$  ดังนั้น

$$h_f / \bar{V}^2 = \frac{L}{D} \phi_1 \left( \text{Re}, \frac{\epsilon}{D} \right)$$

เพื่อให้ head loss ในสมการดังกล่าวอยู่ในรูปไร้มิติบนพื้นฐานพลังงานจลน์ต่อหนึ่งหน่วยมวล เราจึงนำ  $1/2$  เข้ามาคูณที่ตัวหารทางด้านซ้ายมือของสมการดังนี้

$$h_f / \frac{\bar{V}^2}{2} = L/D \phi_2 \left( \text{Re}, \epsilon/D \right)$$

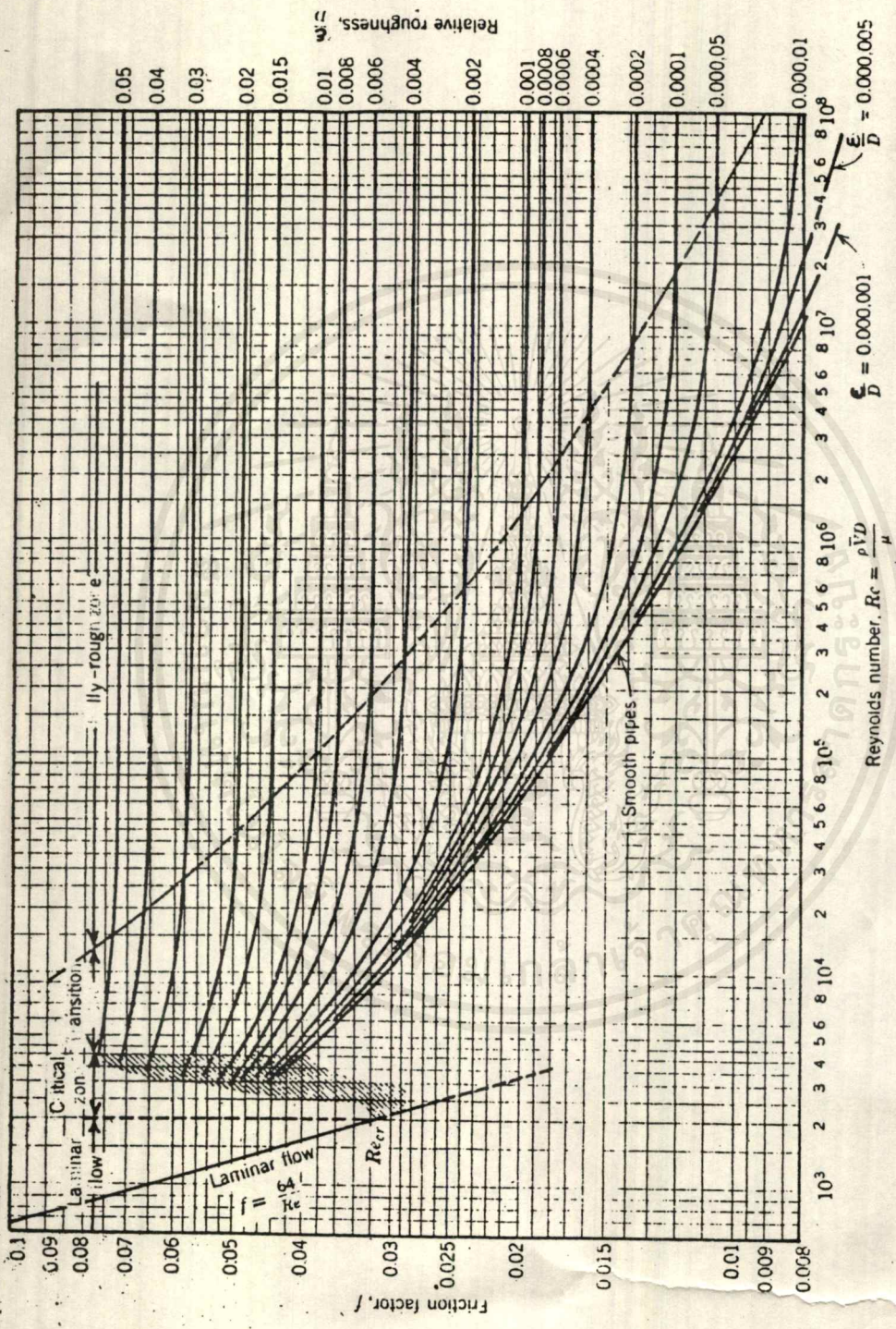
ส่วนฟังก์ชัน ( $\text{Re}, \epsilon/D$ ) ซึ่งยังเป็น unknown อยู่ นั้น เรานิยามว่าเป็นตัวประกอบความเสียดทาน (friction factor),  $f$  นั่นคือ

$$f = \phi_2 \left( \text{Re}, \epsilon/D \right)$$

และ

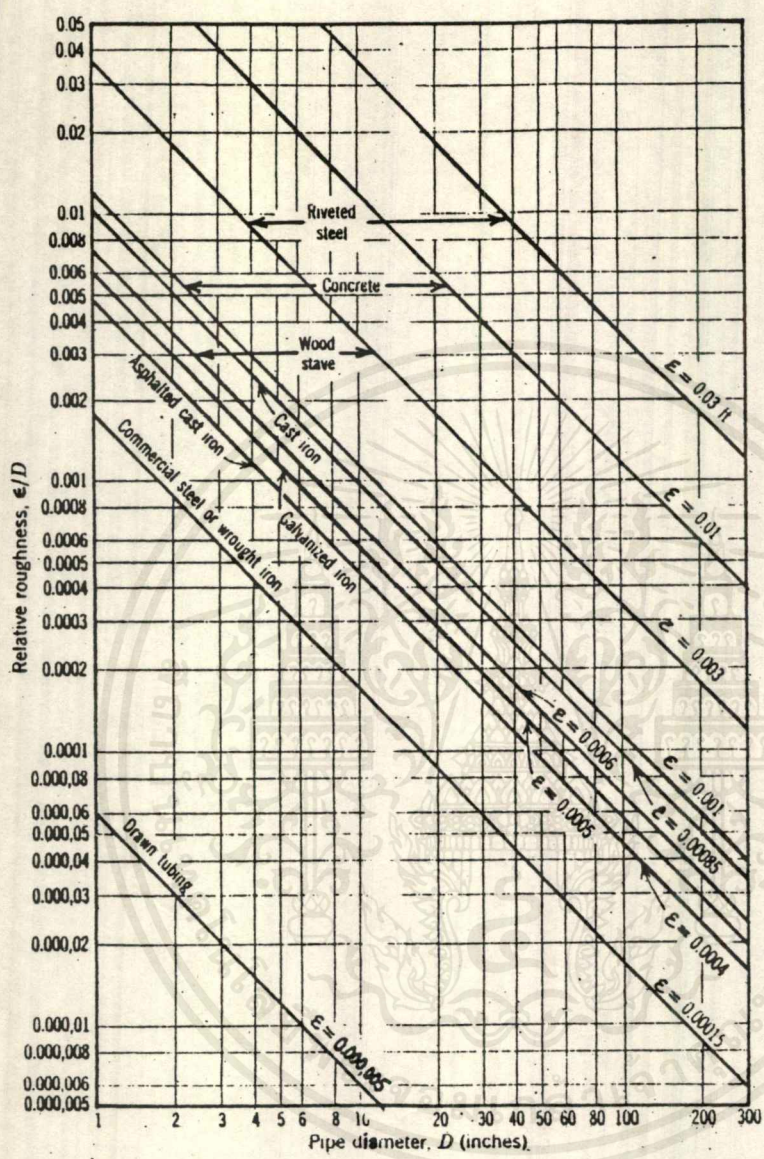
$$h_f = f(L/D) (\bar{V}^2/2) \quad (18)$$

ค่าตัวประกอบความเสียดทาน ( $f$ ) นี้ได้มาจากการทดลอง



รูปที่ 5.9 (ก) สมบัติของความเคียวทาน ( $f$ ) สำหรับ fully-developed flow ในท่อกลม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้拿去ใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.9 (ข) ค่า Relative roughness สำหรับท่อที่ทำจากวัสดุชนิดต่าง ๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## 2.5.4 การคำนวณ Minor Losses

ในระบบท่อนอกเหนือจากการสูญเสียจากความเสียดทานในท่อตรงแล้ว ยังมี การสูญเสียอีกชนิดหนึ่งเรียกว่า minor losses ซึ่งเป็นผลมาจาก

1. ทางเข้าและทางออกของท่อ (entrance and exit)
2. Sudden expansion or contraction
3. ข้องอ (bends, elbows) สามทาง (tees) และข้อต่ออื่นๆ
4. วาล์ว (valves) เปิดหมดหรือเปิดเป็นบางส่วน
5. Gradual expansion or contraction

เนื่องจากแบบการไหลในข้อต่อ และวาล์วแบบต่างๆนั้นซับซ้อนมาก จึงไม่ อาจใช้ทฤษฎีหา minor loss ได้ ส่วนใหญ่ต้องอาศัยผลการทดลองซึ่งมักจะขึ้นอยู่กับตัวแปรการไหล โดยเฉพาะอย่างยิ่งในกรณีของวาล์ว ค่าการสูญเสียยังอาจขึ้นอยู่กับ การออกแบบของผู้ผลิตด้วย ดังนั้นค่าการสูญเสียที่ให้ไว้ในที่นี้จึงถือว่าเป็นค่า เฉลี่ยโดยประมาณที่ใช้ในการออกแบบเท่านั้น

ปกติค่า minor head loss จะเขียนอยู่ในรูปของ

$$h_{1m} = K \frac{\bar{V}^2}{2} \quad (19a)$$

โดยที่ K เป็นค่าสัมประสิทธิ์การสูญเสีย (loss coefficient) ซึ่งต้อง หาจากการทดลอง

minor loss อาจแสดงได้ในอีกรูปหนึ่งคือ

$$h_{1m} = f \frac{L_e}{D} \frac{\bar{V}^2}{2} \quad (19b)$$

โดยที่  $L_e$  เป็นความยาวสมมูล (equivalent length) ของท่อตรง

ในระบบท่อระบบหนึ่งนั้นอาจประกอบด้วย minor loss หลายตัว แต่ เนื่องจากการสูญเสียเหล่านี้ล้วนสัมพันธ์กับ  $\bar{V}^2/2$  ทั้งสิ้น เราจึงเขียนรวมๆได้ดังนี้

$$h_{1\tau} = h_{1f} + h_{1m} = \frac{V^2}{2} (fL + \Sigma K) \quad (20)$$

แต่ในกรณีที่มีท่อหลายขนาดในระบบเดียวกัน ความเร็ว  $V$  ในแต่ละท่อไม่เท่ากัน จึง

ต้องให้  $V^2/2$  อยู่ในเครื่องหมาย  $\Sigma$  ความยาว  $L$  ในสมการดังกล่าวนี้หมายถึงความยาวทั้งหมดของแกนท่อ ซึ่งรวมความยาวของข้อต่อด้วย

ตารางข้างล่างนี้แสดงสัมประสิทธิ์การสูญเสีย  $K$  สำหรับวาล์วข้อต่อมาตรฐาน และสามทางในทางตรงและทางแยก

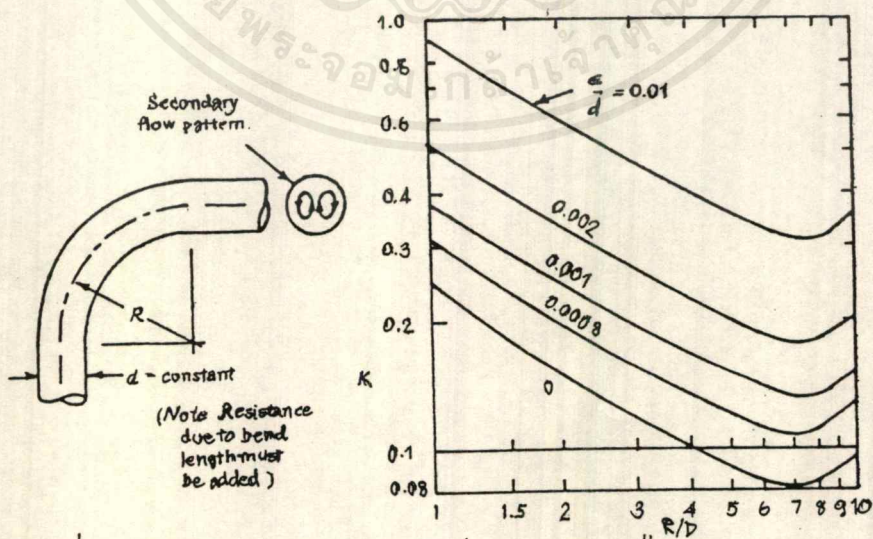
### ตารางที่ 2.1

#### ตารางแสดงสัมประสิทธิ์การสูญเสีย $K$ สำหรับวาล์วและข้อต่อ

วาล์วหรือข้อต่อ	$K$
Standard 45° elbow	0.35
Standard 90° elbow	0.75
Long radius 90° elbow	0.45
Coupling	0.04
Union	0.04
Gate valve	open 0.20
	3/4 open 0.90
	1/2 open 4.50
	1/4 open 24.00
Globe valve	open 6.40
	1/2 open 9.50
Tee (line flow)	0.40
Tee (branch flow)	1.50

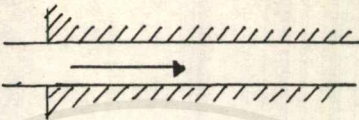
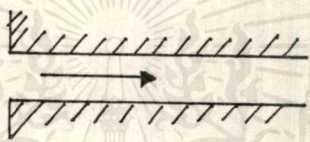
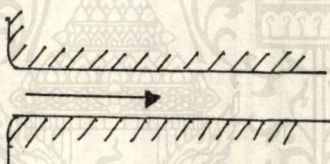
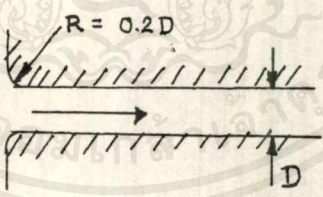
ข้องหรือท่อโค้ง (bend or curved pipe) (ดูรูปที่ 2.6) มักทำให้เกิดการสูญเสียมากกว่า จากความเสียดทานแบบ Moody เสมอ ทั้งนี้เป็นเพราะการไหลแยก (flow separation) ที่ผนังท่อ ซึ่งทำให้เกิดการไหลวนที่เรียกว่า secondary flow (เกิดขึ้นเนื่องจากแรงสู่ศูนย์กลาง) นอกจากนี้ที่ทางเข้าของท่อแบบต่างๆก็เกิดการไหลประเภทนี้เช่นกัน (ดูตารางที่ 2.2) ซึ่งค่า K ของแต่ละกรณีได้แสดงไว้แล้วในตารางดังกล่าว อย่างไรก็ตามในการคำนวณการสูญเสีย เราจะคิดจากการสูญเสียแบบ Moody ตามความยาวของแกนท่อ บวกกับการสูญเสียเนื่องจากการไหลวน

จากตารางที่ 2.2 จะเห็นได้ว่า ค่าการสูญเสียที่ทางเข้านั้นขึ้นอยู่กับรูปร่างลักษณะของทางเข้า แต่การสูญเสียทางออกจะไม่เป็นเช่นนั้น ปลายแหลมที่ยื่นออกมาตรงปากทางเข้าทำให้เกิดบริเวณการไหลวนที่กว้างมาก นั่นคือการสูญเสียจะสูงมาก แต่ถ้าทำให้ปากทางมนขึ้นเพียงเล็กน้อยการสูญเสียจะลดลงอย่างมาก ดังเช่น ถ้า  $R = 0.02D$  ( $R$  คือรัศมีความโค้งที่ทางเข้า) ค่า  $K$  จะลดลงเหลือเพียง 0.05 ส่วนที่ทางออกนั้น การไหลเป็นเสมือนการไหลเข้าไปใน reservoir ทำให้ของไหลสูญเสียความเร็วทั้งหมด นั่นคือ ค่า  $K = 1.0$  ทุกกรณีไม่ว่าจะทำให้ปากทางเรียบหรือมนสักเพียงใดก็ตาม



รูปที่ 2.6 Loss coefficient ในท่อโค้ง 90°

ตารางที่ 2.2 สัมประสิทธิ์การสูญเสียทางเข้า

ชนิดทางเข้า		K
Reentrant		0.78
Sharp-edged		0.4 - 0.5
Slightly rounded		0.2 - 0.25
Well-rounded		0.05

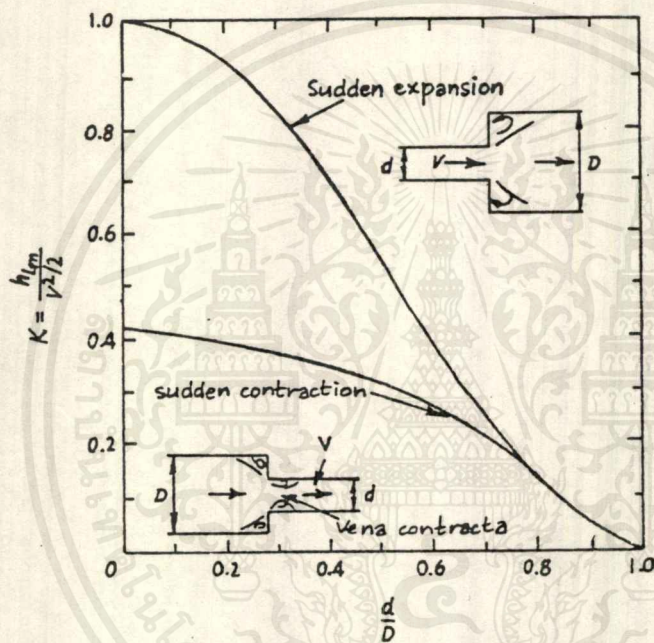
ในกรณีที่มีพื้นที่หน้าตัดของท่อลดลงอย่างกระทันหัน เราเรียกว่า sudded contraction (sc) และถ้าเป็นการขยายพื้นที่หน้าตัดอย่างกระทันหัน ก็เรียกว่า Sudden expansion การสูญเสียทั้งสองกรณีได้แสดงเป็นกราฟไว้ในรูปที่ สำหรับตรงหัวมุมซึ่งเป็นบริเวณที่เกิดการไหลวน (บางที่เรียกว่า dead water) นั้นความเค้นเฉือนมีค่าน้อยมากจนตัดทิ้งได้ ทำให้เราสามารถวิเคราะห์ control volume (จากรอยต่อของท่อจนถึงเขตที่การไหลวนยุติ) และกำหนดค่าการสูญเสีย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ทฤษฎีได้ดังนี้

$$K_{SE} = \left[ 1 - (d/D)^2 \right]^2 = h_{lm} / (V^2 / 2)$$

ให้สังเกตว่าค่า K นั้นคิดจากความเร็วยของท่อเล็กเป็นหลัก



รูปที่ 2.7 Loss coefficient สำหรับ sudden expansion และ contraction

ในกรณีของ sudden contraction การไหลแยกในท่อเล็กจะทำให้เกิดเส้นผ่าศูนย์กลางเล็กที่สุดเรียกว่า vena contracta ดังแสดงในรูปที่ 2.7 เนื่องจากทฤษฎีเกี่ยวกับ vena contracta ยังไม่ทราบเป็นที่แน่ชัด ค่าสัมประสิทธิ์สูญเสียที่แสดงในรูปจึงได้มาจากการทดลอง ค่าดังกล่าวนี้ตรงกับสูตร empirical ข้างล่างนี้ในช่วง  $0 < d/D < 0.76$

$$K_{sc} \approx 0.42 \left[ 1 - (d/D)^2 \right] \quad (21)$$

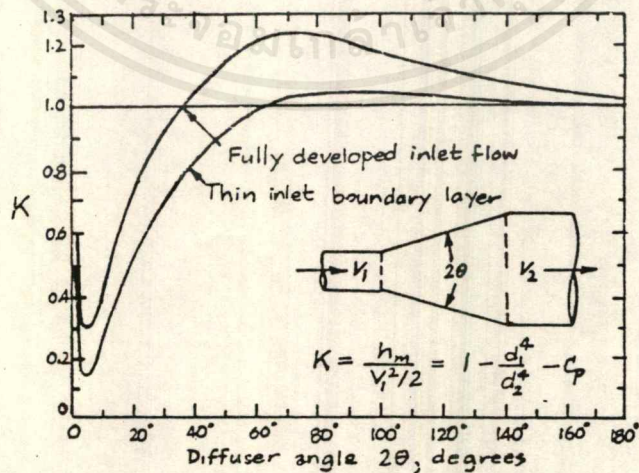
ในกรณีที่เป็น Gradual expansion หรือ contraction การสูญเสียจะต่างกันมาก รูปที่ 2.7 แสดงค่าการสูญเสียของการขยายพื้นที่แบบรูปกรวยซึ่งปรกติมักเรียกว่า diffuser จะเห็นว่าเส้นแสดงค่า K นั้นมีสองเส้น ขึ้นอยู่กับการไหลที่ทางเข้าของ diffuser กล่าวคือถ้าการไหลเป็นแบบ Fully-developed flow ซึ่งมี boundary layer หนานั้น ค่าการสูญเสียจะสูงกว่ากรณีที่การไหลยังอยู่ในช่วงที่ยังไม่มี developed (ซึ่งมี boundary layer บางกว่ากรณีแรก) เนื่องจากเราใช้ diffuser ในการเพิ่มความดันสถิต ข้อมูลเกี่ยวกับ diffuser จึงมักแสดงค่า pressure-recovery coefficient ของการไหลด้วย นั่นคือ

$$C_p = \frac{p_2 - p_1}{\frac{1}{2} \bar{V}_1^2}$$

ซึ่งสัมพันธ์กับสัมประสิทธิ์การสูญเสีย ดังนี้

$$K = h_m / (\bar{V}^2 / 2) = 1 - (d_1 / d_2)^4 - C_p$$

สำหรับอัตราส่วนของพื้นที่ที่กำหนดไว้ค่าหนึ่ง ถ้า pressure recovery ยิ่งสูง ค่าการสูญเสียก็จะยิ่งต่ำ ดังนั้นค่า  $C_p$  สูงย่อมหมายถึง diffuser ที่ได้ผล



รูปที่ 2.8 Loss coefficient สำหรับการไหลใน diffuser

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สำหรับในกรณี gradual contraction การสูญเสียมีน้อยมากดังแสดง  
ในตารางที่ 2.3.

ตารางที่ 2.3: ค่าการสูญเสียสำหรับ gradual contraction

contraction cone angle ( $2\theta$ , deg.)	K
30	0.02
45	0.04
60	0.07

## 2.2 ทฤษฎีทางการออกแบบเครื่องจักรกล ( MACHINE DESIGN )

### 2.2.1 คัปปลิง ( COUPLING )

คัปปลิงใช้เพื่อต่อเพลลาเข้าด้วยกัน เนื่องจากเพลลาที่ใช้งานมีขนาดยาว  
มาก หรืออาจต่อจากเพลลาของเครื่องต้นกำลังมาซับซ้อนส่วนอื่นก็ได้

คัปปลิงที่ใช้กับเครื่องจักรก็เพื่อจุดประสงค์หลายประการ เช่น

ก) ใช้ต่อเพลลาของอุปกรณ์ที่ผลิตแยกกัน เช่น เพลลาของมอเตอร์กับเครื่อง  
สูบลูกสูบ ทั้งนี้เพื่อให้สามารถถอดออกซ่อมแซมได้

ข) ช่วยให้เพลลามีการเยื้องศูนย์กลางได้บ้าง หรือทำให้เกิดภาวะอ่อนตัว  
(flexible) ทางกล

ค) ช่วยลดการส่งแรงกระตุกจากเพลลาอันหนึ่งไปยังอีกอันหนึ่ง

ง) ช่วยป้องกันการเกิดการเกินภาระ (over load)

จ) ช่วยลดการสั่นสะเทือน

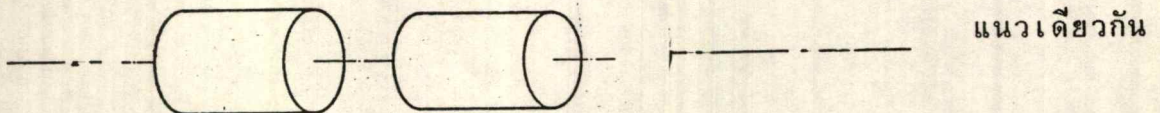
จากจุดประสงค์ดังกล่าว จึงแบ่งคัปปลิงออกได้เป็น

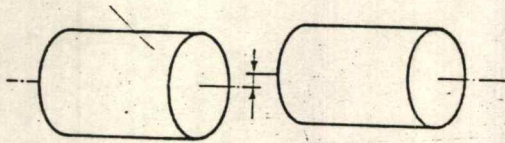
1. คัปปลิงแบบแข็งเกร็ง (rigid coupling) ใช้กับรอยต่อของเพลลาที่มีระยะห่างระหว่างปลายเพลลาดังที่และศูนย์กลางของเพลลาทั้งสองต้องตรงกัน และอยู่ในแนวเดียวกัน
2. คัปปลิงแบบอ่อนตัว (flexible coupling) มีความยืดหยุ่นได้เล็กน้อย ใช้ต่อเพลลาที่เยื้องศูนย์กลางกันได้และยังช่วยลดการสั่นสะเทือนอีกด้วย
3. คัปปลิงนิรภัย (safety coupling) ใช้ป้องกันรอยต่อจากการเกินภาระ หรือเมื่อมีโมเมนต์บิดสูงเกินไป จะทำงานได้ด้วยตัวเอง โดยการเบรคหรือวิธีการอย่างอื่น
4. คัปปลิงแบบสลลป (slip coupling) จะหมุนได้เมื่อความเร็วรอบพอๆกัน แต่ถ้าตัวขับเคลื่อนมีความเร็วลดลงคัปปลิงจะทำให้เกิดการหลวมขึ้น
5. คัปปลิงแบบควบคุมได้ (controllable coupling) ทำให้สามารถควบคุมโมเมนต์บิดใช้งานและความเร็วรอบได้

ในที่นี้เราจะเลือกพิจารณาเฉพาะ คัปปลิงแบบอ่อนตัว (flexible coupling)  
คัปปลิงแบบอ่อนตัว (flexible coupling)

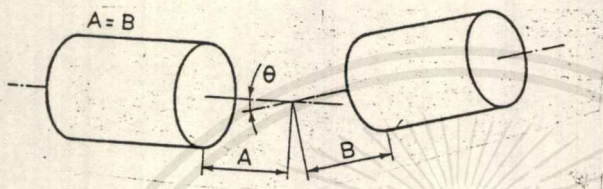
คัปปลิงแบบอ่อนตัว (flexible coupling) ใช้ต่อเพลลาที่เยื้องแนวกันในลักษณะต่างๆดังรูป 2.9 และช่วยลดผลจากการกระตุก และการกระแทกจากแรงภายนอกที่ส่งผ่านเพลลา คัปปลิงแบบอ่อนตัวแบ่งออกอย่างกว้างๆได้เป็นสองประเภทคือ

- (1) คัปปลิงที่อ่อนตัวทางด้านคิเนมาติก (kinematic flexibility) โดยใช้ชิ้นส่วนแข็ง
- (2) คัปปลิงที่ใช้ชิ้นส่วนยืดหยุ่น (resilient parts)



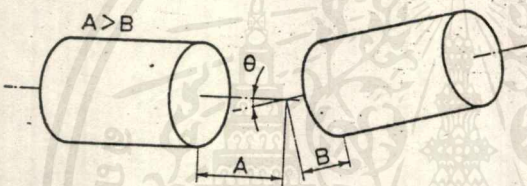


ขนานกัน-เยื้องแนว



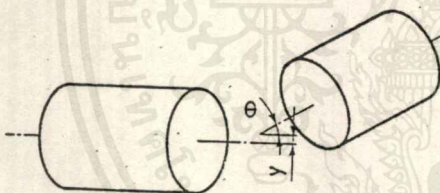
ทำมุมกัน-สมมาตร

A=B



ทำมุมกันไม่สมมาตร

A=B

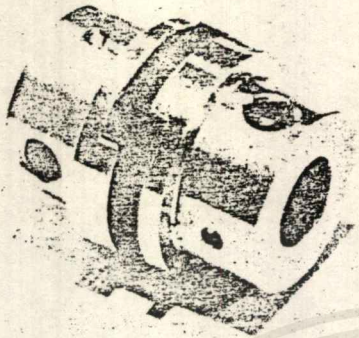


ทำมุมกัน-เยื้องแนว-ไม่สมมาตร

รูปที่ 2.9 ลักษณะการเยื้องแนวของเพลา

คัปปลิงแบบอ่อนตัวที่ใช้ชิ้นส่วนแข็ง ออกแบบไว้สำหรับใช้กับเพลาที่เยื้องแนวโดยเฉพาะ และไม่บังคับทิศทางในการเยื้องแนว คัปปลิงชนิดนี้ส่งโมเมนต์บิดได้โดยไม่มี angular play (นั่นคือ ไม่มีการอ่อนตัวทางด้านมุมบิด) มากเกินกว่าที่บริษัทผู้ผลิตกำหนดไว้ นอกจากนั้นคัปปลิงประเภทนี้ยังใช้รับแรงกระตุกและรับแรงกระแทกได้ด้วย คัปปลิงแบบอ่อนตัวประเภทนี้มีลักษณะต่างๆ ดังรูป 2.10, 2.11, 2.12 และ 2.13

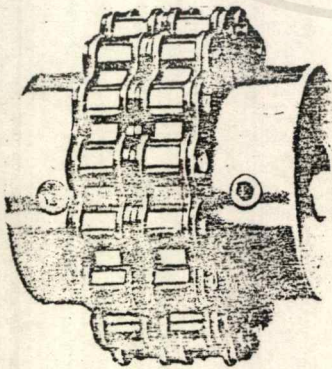
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูป 2.10 Double slider coupling

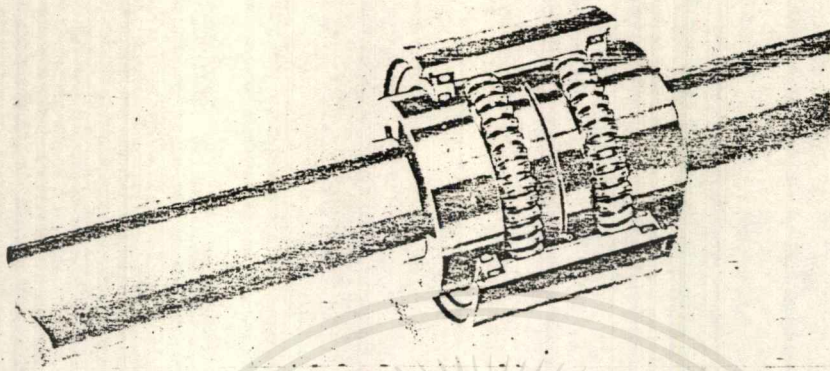


รูป 2.11 Slider block coupling



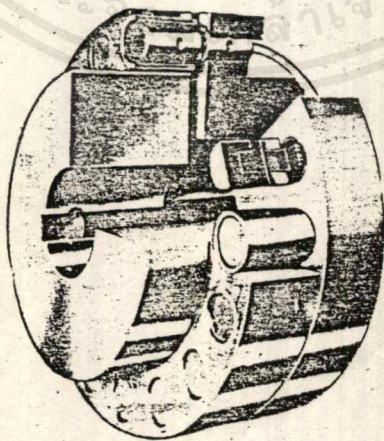
รูป 2.12 Double roller chain

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



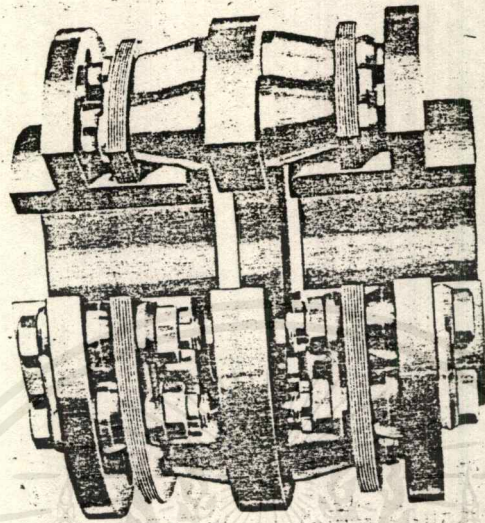
รูป 2.13 Gear coupling

คัปปลิงแบบอ่อนตัวที่ใช้วัสดุยืดหยุ่นเป็นส่วนประกอบ สามารถใช้ต่อเพลลาที่เยื้องแนวได้ และใช้รับแรงกระตุกและแรงกระแทกได้ คัปปลิงประเภทนี้มีการอ่อนตัวทางด้านมุมบิด จึงทำหน้าที่เป็นอุปกรณ์ "ช่วยปรับการผิดศูนย์เชิงมุม" ด้วย ดังนั้นจึงเปลี่ยนแปลงคุณสมบัติในการสั่นสะเทือนของชิ้นส่วนที่ต่อกับคัปปลิงประเภทนี้ได้ ลักษณะต่างๆของคัปปลิงประเภทนี้ ดูได้จากรูป 2.14, 2.16, 2.17 ซึ่งมีโลหะทำหน้าที่เป็นชิ้นส่วนยืดหยุ่น

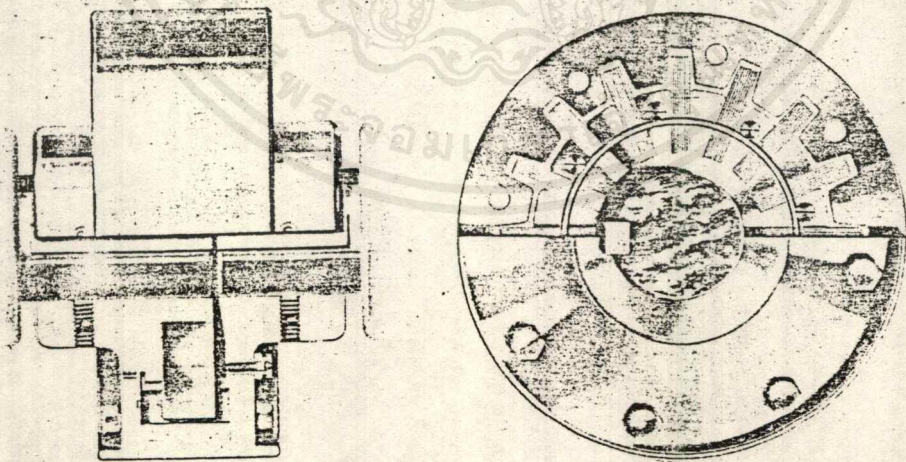


รูปที่ 2.14 Franke pin coupling

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

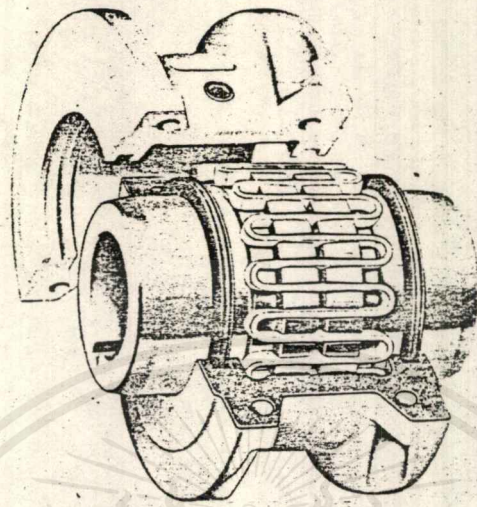


รูปที่ 2.15 Flexible disc coupling



รูปที่ 2.16 Laminated metal radial spoke coupling

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.17 Steelflex coupling

คัปปลิงแบบอ่อนตัวอีกกลุ่มหนึ่งที่ใช้โลหะเป็นชิ้นส่วนอ่อนตัว ในกลุ่มนี้มีการออกแบบสองลักษณะคือ

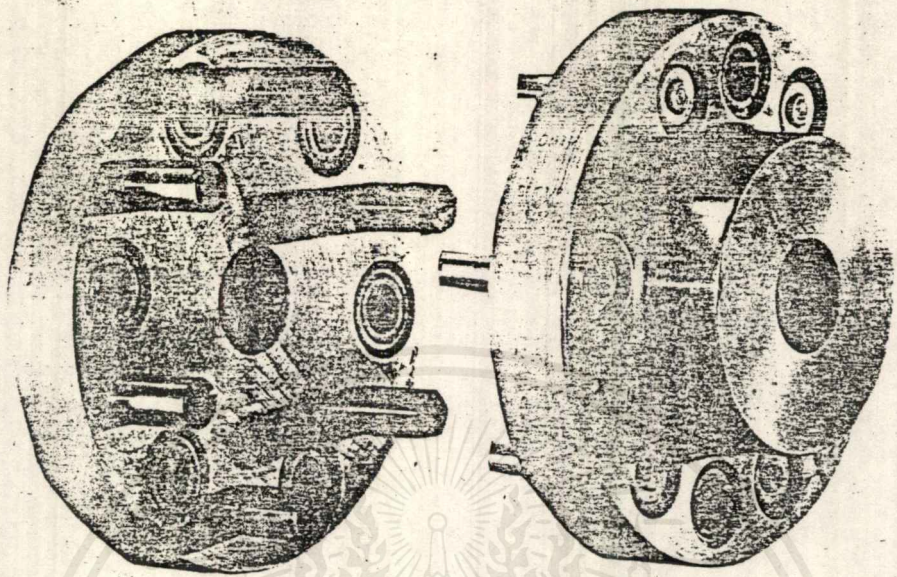
- (1) โลหะที่ทำหน้าที่เป็นชิ้นส่วนอ่อนตัวอยู่ภายใต้การอัดระหว่างหน้าแปลนของคัปปลิง
- (2) โลหะที่ทำหน้าที่เป็นชิ้นส่วนอ่อนตัวยึดติดอยู่กับหน้าแปลนของคัปปลิง

ดังนั้นจึงอยู่ภายใต้การเฉือนซึ่งแบบหลังมีค่าคงที่ในการบิด (torsional spring constant) น้อยกว่าแบบที่รับแรงอัด โลหะที่ใช้มักเป็น elastomer

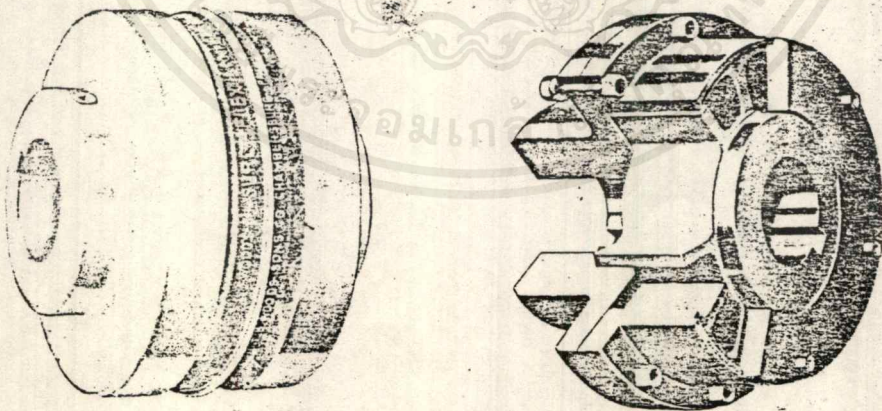
รูป 2.18, 2.19 และ 2.20 เป็นคัปปลิงแบบอ่อนตัวที่ใช้โลหะเป็นชิ้นส่วนอ่อนตัวแบบรับแรงอัด ส่วนคัปปลิงแบบรับแรงเฉือนดูได้จากรูป 2.21, 2.22, 2.23 และ 2.24

จากคัปปลิงแบบอ่อนตัวชนิดต่างๆดังรูป เป็นคัปปลิงที่เหมาะสมกับงานออกแบบลักษณะต่างๆ ผู้ออกแบบจะพบลักษณะพิเศษของคัปปลิงได้จากแค็ตตาล็อกของบริษัทผู้ผลิต พร้อมทั้งวิธีการเลือกใช้คัปปลิงอย่างเหมาะสม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

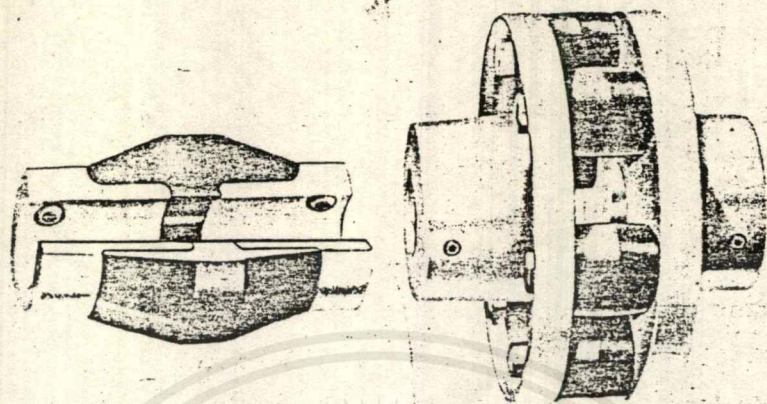


รูปที่ 2.18 Ajax rubber-cushioned sleeve bearing coupling

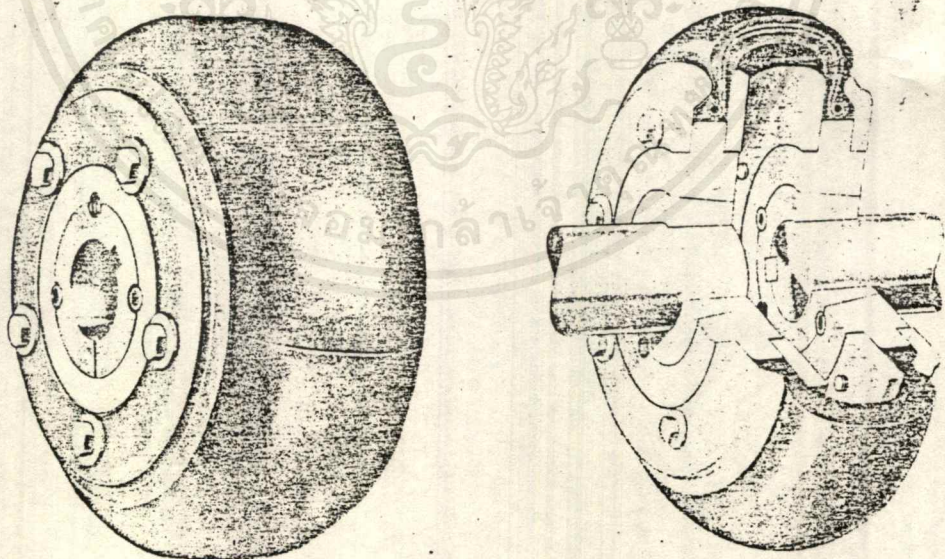


รูปที่ 2.19 Sure-Flex Coupling      รูปที่ 2.20 Rubber insert coupling

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

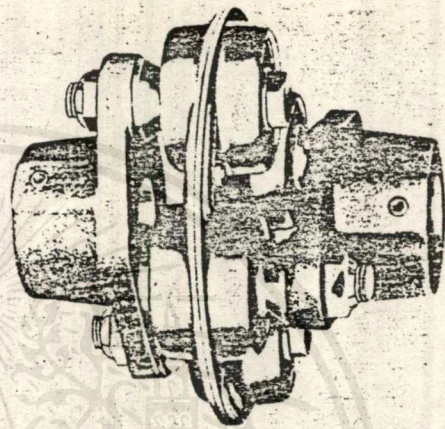
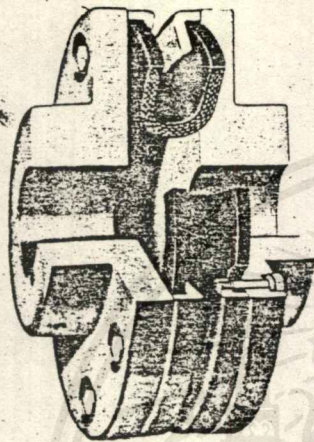


รูปที่ 2.21 Bonded rubber disc coupling



รูปที่ 2.22 Para-flex coupling

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.23 Airflex coupling

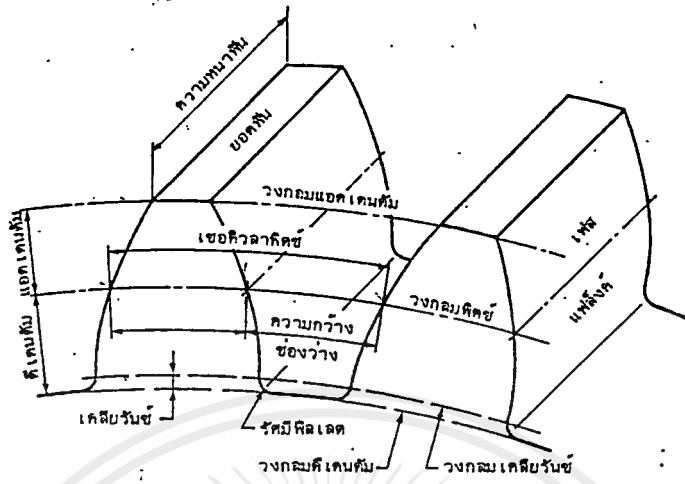
รูปที่ 2.24 Morflex coupling

### 2.2.2 เฟืองตรง (spure gear)

เฟืองตรงเป็นชิ้นส่วนเครื่องจักรกลชนิดหนึ่งที่พบอยู่ในเครื่องจักรกลต่างๆไป โดยใช้ทำหน้าที่ส่งกำลัง และการหมุนจากเพลานิ่งที่ขนาดกัน ส่วนมากเฟืองขับ (driving gears) จะมีขนาดเล็กกว่าเฟืองตาม (driven gears) และมีชื่อเรียกเป็นพิเศษว่า พิเนียน (pinion) ส่วนเฟืองใหญ่เรียกว่า เฟือง แต่การใช้งานบางโอกาสก็อาจใช้เฟืองใหญ่เป็นเฟืองขับก็ได้

#### คำจำกัดความ

ในการให้คำจำกัดความเรียกชื่อส่วนต่างๆของเฟืองให้พิจารณารูปที่ 2.25 ดังต่อไปนี้



รูป 2.1 การเรียกชื่อส่วนของฟันเฟือง

รูปที่ 2.25 การเรียกชื่อส่วนต่างๆของฟันเฟือง วงกลมพิตซ์ (pitch circle) เป็นมิติหลักในการเรียกขนาดของเฟือง โดยบอกขนาดของเฟืองด้วยขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางพิตซ์ ในทางทฤษฎีแล้วเฟืองคู่ที่ ขบกันจะต้องมีเส้นสัมผัสกัน ณ วงกลมพิตซ์

เซอควาลาร์พิตซ์ (circular pitch)  $p$  : เป็นระยะที่วัดบนวงกลมพิตซ์ จากจุดหนึ่งบนฟันเฟืองไปยังอีกจุดหนึ่ง ณ ตำแหน่งเดียวกันบนฟันถัดไปจากรูป 2.25 จะเห็นได้ว่า ระยะนี้มีค่าเท่ากับผลรวมของความกว้างฟัน และความกว้างช่องว่าง ระหว่างฟัน

โมดูล (module)  $m$  : เป็นอัตราส่วนระหว่างขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางพิตซ์ กับจำนวนฟันเฟือง หน่วยที่ใช้วัดโมดูลคือมิลลิเมตร โมดูลนี้เป็นดัชนีสำหรับบอกขนาด ของฟันเฟืองในระบบหน่วยเอสไอ

ไดอะมิทริคัลพิตซ์ (diametral pitch)  $P$ : เป็นอัตราส่วนระหว่างจำนวน ฟันบนเฟือง กับขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางพิตซ์ ฉะนั้นจึงเป็นส่วนกลับของโมดูล ไดอะมิทริคัลพิตซ์นี้เป็นดัชนีสำหรับ

บอกขนาดของฟันเฟืองในระบบหน่วยอังกฤษ ซึ่งกำลังได้รับการเปลี่ยนแปลงให้

เป็นระบบหน่วยเอสไออยู่ ดังนั้นความยาวของเส้นผ่าศูนย์กลางพิตช์จึงใช้บอกเป็นนิ้ว แอดเดนดัม (addendum) a: หรือช่วงสูงบน เป็นระยะที่วัดในแนวรัศมี ระหว่างยอดฟัน (top land) ถึงวงกลมพิตช์

ดีเดนดัม (dedendum) d: หรือช่วงสูงล่าง เป็นระยะที่วัดในแนวรัศมี ระหว่างโคนฟัน (bottom land) ถึงวงกลมพิตช์ ฉะนั้นความสูงของฟันเฟืองคือ ผลรวมระหว่าง a กับ d

เคลียร์รันซ์ (clearance) c: ในการที่เฟืองสองอันชนกัน ดีเดนดัมของเฟืองหนึ่งต้องมากกว่าแอดเดนดัมของอีกเฟืองหนึ่ง เพื่อไม่ให้เกิดการขัดกันขึ้น ผลต่างระหว่างค่าดีเดนดัมและแอดเดนดัมนี้เรียกว่า เคลียร์รันซ์ c

แบ็คแลช (backlash) คือผลต่างระหว่างความกว้างช่องว่างระหว่างฟันเฟืองหนึ่งกับความกว้างของฟันเฟืองอีกอันหนึ่งที่ชนกัน โดยวัดตามแนวเส้นวงกลมพิตช์ ฉะนั้นในการขับด้วยเฟืองที่มีแบ็คแลช เฟืองขับจะสามารถหมุนไปได้เป็นมุมเล็กน้อยก่อนที่เฟืองตามจะหมุนไป แบ็คแลชนี้จำเป็นจะต้องมีอยู่เสมอ ทั้งนี้เพื่อให้มีช่องว่างสำหรับน้ำมันหล่อลื่นและเพื่อให้เฟืองสามารถขยายตัวได้เมื่ออุณหภูมิสูงขึ้น ตลอดจนมีเพื่อเอาไว้สำหรับความผิดพลาดในการตัดรูปร่างของเฟือง

ความหนาของฟันเฟือง (face width) b: คือความหนาของฟันเฟือง วัดในทิศทางเดียวกับแกนของเฟือง ซึ่งในที่นี้เรียกว่าความหนาเฟือง

แฟล็งค์ (flank) คือผิวทางด้านข้างของฟันเฟือง ซึ่งอยู่ระหว่างวงกลมพิตช์กับวงกลมดีเดนดัม

อัตราทด (velocity ratio)  $m_w$ : คืออัตราส่วนระหว่างความเร็วเชิงมุมของเฟืองขับต่อความเร็วเชิงมุมของเฟืองตาม ถ้าให้ "1" และ "2" แทนเฟืองขับและเฟืองตาม ตามลำดับ จากความรู้ทางกลศาสตร์จะได้ว่า

$$m_w = w_1/w_2 = n_1/n_2 = d_2/d_1 = N_2/N_1 \quad (22)$$

โดยที่  $w$  = ความเร็วเชิงมุม, rad/s       $d$  = เส้นผ่าศูนย์กลางพิตช์, mm หรือ in  
 $n$  = ความเร็วรอบ, rpm       $N$  = จำนวนฟัน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

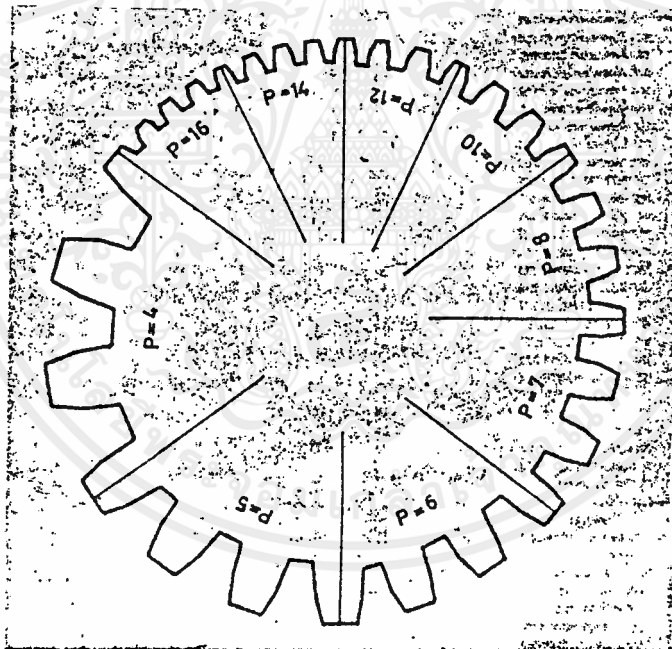
มาตรฐานการบอกขนาดของฟัน

ไดอะมิตรัลพิตซ์  $P = N/d$  (23)  
โดยที่  $d$  มีหน่วยเป็น in.

โมดูล  $m = d/N$  (24)  
โดยที่  $d$  มีหน่วยเป็น mm

และเชอควิลาร์พิตซ์  $p = \pi d/N = \pi m$  (25)

ดังนั้น  $Pp = \pi$  (26)



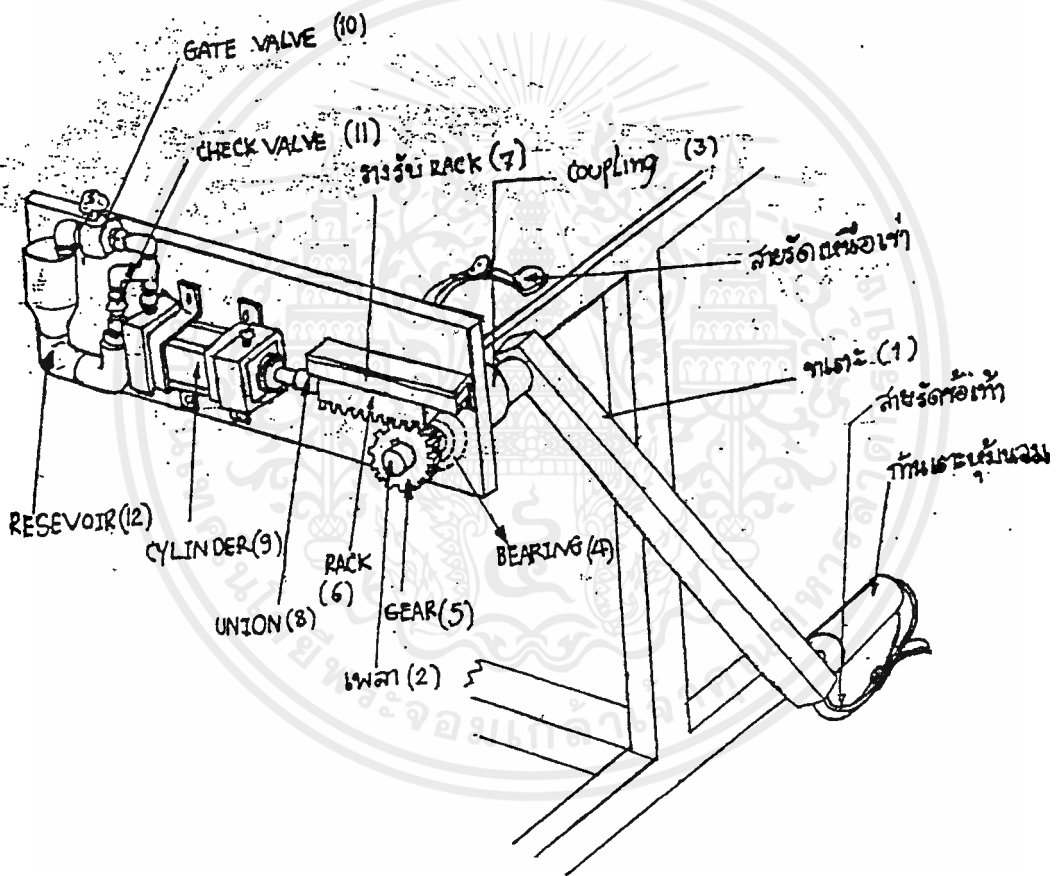
รูปที่ 2.26 ผลต่างของค่าไดอะมิตรัลพิตซ์ต่อขนาดของฟันเฟือง สำหรับค่าวงกลมพิตซ์ที่กำหนด เมื่อไดอะมิตรัลพิตซ์เล็กลง ขนาดของฟันเฟืองจะโตขึ้น

# บทที่ 3

## การคำนวณและการทำงานเบื้องต้น

เครื่องมือช่วยเหลือนการกายภาพบำบัดทางขา เครื่องนี้ มีส่วนประกอบที่ทำหน้าที่ต่าง ๆ กัน 3 ส่วนคือ

1. ส่วนโครงสร้างเก้าอี้
2. ส่วนส่งผ่านแรง เป็นส่วนที่เปลี่ยนการเตะเป็นแรงดันเพื่อส่งไปยังส่วนควบคุม
3. ส่วนควบคุม เป็นส่วนที่สร้างความฝืดให้ขาเตะ ด้วยระบบไฮดรอลิก



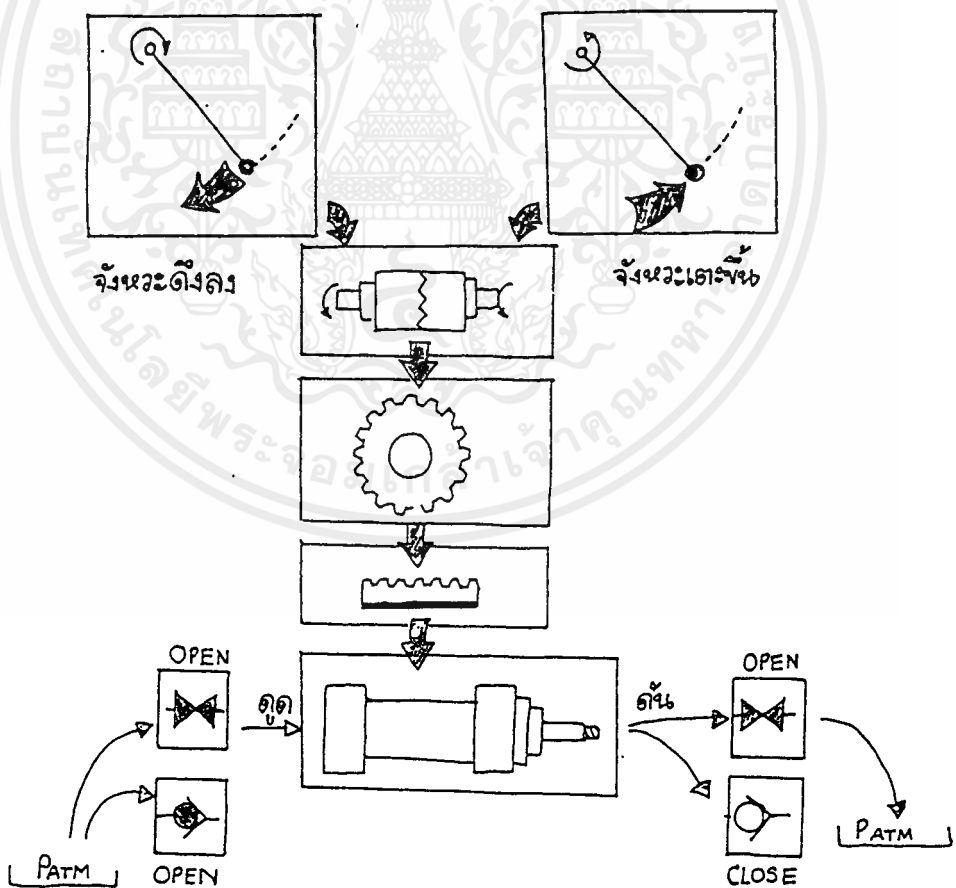
รูปที่ 1 รายละเอียดอุปกรณ์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## หลักการงานเบื้องต้น

การเตะขึ้นของชาเตะ (1) จะทำให้เกิดการหมุนของเฟือง ซึ่งอยู่ติดกับเพลลา (2) เฟืองจะไปขับเฟืองสะพาน (6) ให้ส่งผ่านแรงไปดันกระบอกลูกสูบ (6) ทำให้น้ำมันถูกอัดให้ไหลเข้าไปยังระบบควบคุม ในจังหวะนี้น้ำมันจะไหลผ่านเกทวาวล์ (10) ได้ทางเดียวเท่านั้น เพราะอีกทางจะมีเช็ควาวล์ (11) กั้นอยู่ เกทวาวล์จะควบคุมปริมาณการไหลก่อนปล่อยลงที่ฟัก (12) ซึ่งมีผลให้เตะเปิดหรือเตะคล่องได้

การดึงลงของชาเตะจะทำให้เกิดการทำงานย้อนกลับของระบบ ลูกสูบจะถูกดึงออกและดูดน้ำมันจากที่ฟักผ่านเช็ควาวล์และเกทวาวล์ ทำให้ปริมาณการไหลมากกว่าจังหวะการเตะขึ้น ซึ่งส่งผลให้การเตะง่ายกว่าด้วย



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

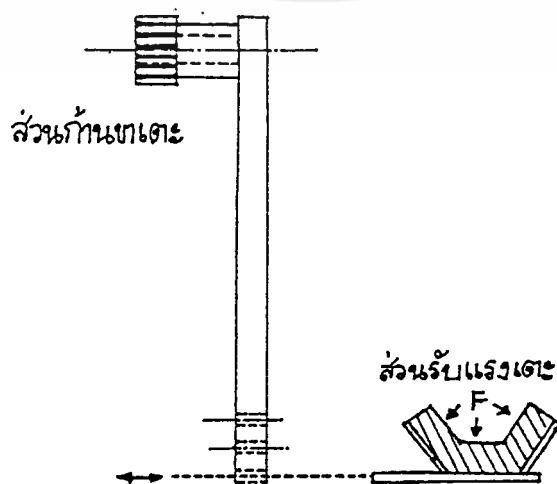
## อุปกรณ์ที่ใช้

1. ชาเตะ
  2. เพลา (SHAFT)
  3. คัปปลิง (COUPLING)
  4. ตลับลูกปืน (BEARING)
  5. เฟือง (GEAR)
  6. เฟืองสะพาน (RACK)
  7. รางรับเฟืองสะพาน
  8. ยูเนียน (UNION)
  9. กระบอกลูกสูบ (CYLINDER)
  10. เกทวาล์ว (GATE VALVE)
  11. เชควาล์ว (CHACK VALVE)
  12. ระบบท่อและที่พัก (PIPING AND RESERVIOR)
1. โครงสร้าง

1. ชาเตะ ประกอบด้วย 2 ส่วนที่ถอดออกจากกันได้

1.1 ส่วนก้านชาเตะ เป็นส่วนที่ยึดชุดรับแรงเตะ (1.2) เข้ากับเพลาเพื่อส่งแรงเตะไปผ่านเฟือง, เฟืองสะพาน, กระบอกลูกสูบตามลำดับ

1.2 ส่วนรับแรงเตะ สามารถถอดออกและประกอบเข้ากับส่วนก้านชาเตะได้ที่ตำแหน่งความยาวต่างๆ ตามความยาวของชาผู้ใช้

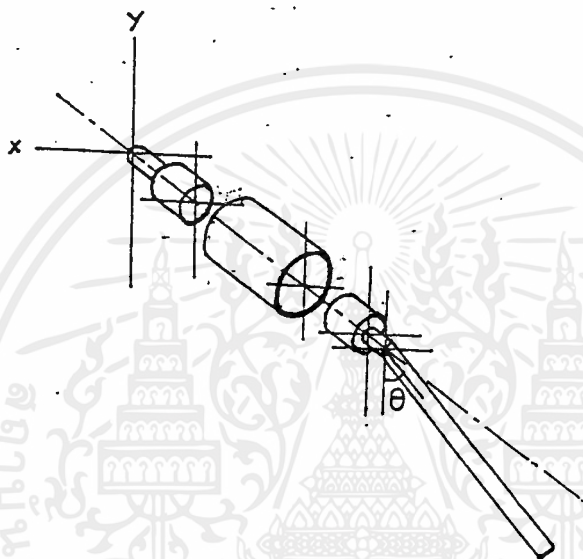


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2. เพลลา ทำหน้าที่ส่งผ่านแรงจากขาเตะไปยังอุปกรณ์ต่างๆ ทำจากสแตนเลส ถูกยึดติดกับอุปกรณ์โดยการขันสกรูลงไปยึดในร่องบนแกนเพลลา

3. คับปลิง ทำหน้าที่ยึดขาเตะเข้ากับเพลลา ประกอบด้วยเฟืองประกอบ 2 ตัว ที่ติดอยู่กับขาเตะและแกนเพลลา ส่วนที่ยึดเฟือง 2 ตัว เข้าด้วยกัน เรียกว่า ปลอกยึด

เฟืองประกอบทั้ง 2 ตัว สามารถถอดออกจากปลอกและประกอบเข้าด้วยกันที่มุมต่างๆได้ ทำให้เราปรับมุมของขาเตะกับแกนเพลลาได้จากคับปลิง



4. ตลับลูกปืน แบบที่ใช้ เรียกว่า ตลับลูกปืนแบบตึกตา ทำหน้าที่ยึดเพลลาเข้ากับโครงสร้าง ปลอกด้านในของตลับลูกปืนจะสัมผัสกับเพลลาซึ่งหมุนอยู่ตลอดเวลาทำงาน ขณะที่ปลอกด้านนอกจะยึดติดกับหน้าแปลนที่ไม่เคลื่อนที่ไปตามเพลลา

5. เฟือง ทำหน้าที่ส่งแรงจากเพลลาไปยังเฟืองสะพานผ่านปลายฟันขณะชกกัน เฟืองที่ใช้เป็นเฟืองแบบเฟืองตรง 25FD, 22 ฟัน, โมดูล 2 ทำจากเหล็กหล่อ

6. เฟืองสะพาน เป็นอุปกรณ์ที่ใช้คู่กับเฟืองเพื่อเปลี่ยนการเคลื่อนที่แบบหมุนเป็นแบบเส้นตรง การหมุนของเฟือง จะขับเฟืองสะพานให้เคลื่อนที่ไปตามแนวตั้งฉากกับฟันเฟืองสะพานที่ใช้จะต้องมีขนาด, มุม, โมดูล สัมพันธ์กับเฟืองอีกด้วย

7. รางรับเฟืองสะพาน เป็นอุปกรณ์ที่ยึดเฟืองสะพานให้ติดกับโครงสร้าง การยึดชิ้นนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ต้องมีขนาดที่ถูกต้องเพื่อป้องกันการเกิดการขบเกิน (INTERFERANCE) และการกระ-  
แตก ซึ่งมีผลให้การขบกันของฟันไม่เรียบ

8. ยูเนียน เป็นอุปกรณ์เพื่อใช้เชื่อมกระบอกสูบเข้ากับเฟืองสะพาน ปลายทั้งสองข้าง  
เป็นเกลียวตัวเมียเพื่อความสะดวกในการใช้

9. กระบอกสูบ แรงจากการเตะจะส่งผ่านมาถึงเฟืองสะพานและดันไปยังก้านสูบเพื่อ  
เปลี่ยนให้เป็นความดัน ไปอัดน้ำมันให้ไหลไปเข้าระบบควบคุม กระบอกสูบที่ใช้เป็น  
แบบสองทางเส้นผ่านศูนย์กลาง 32 มม. แรงเสียดทานภายในขณะไม่มีน้ำมัน = 130 N

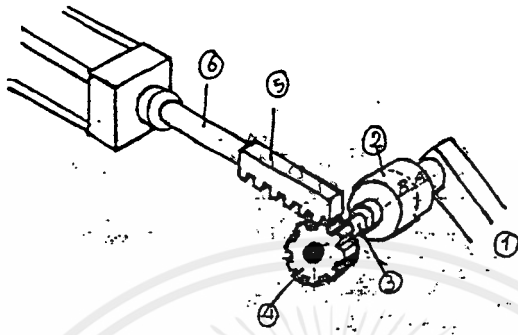
10. เกทวาวล์ เป็นวาวล์ควบคุมขนาดพื้นที่หน้าตัดของท่อ วาวล์ตัวนี้ทำหน้าที่เหมือน  
ออริฟิซ (ORIFICE) การหรีวาวล์ทำให้เกิดความดันลด (PRESSURE DROP) เรานำ  
ความดันลดส่วนนี้มาใช้สร้างคามืดให้กับขาเตะ การทำงานของวาวล์คือ เมื่อหรี  
วาวล์แผ่นปิดซึ่งมีลักษณะกลมและมีขนาดใหญ่กว่าช่องเล็กน้อยที่อยู่ด้านบน จะเคลื่อนที่  
ลงมาปิดช่อง ให้น้ำมันไหลผ่านได้น้อยลงจนไม่ไหลเลยเมื่อปิดวาวล์จนสุด

11. เซควาวล์ เป็นวาวล์ที่ยอมให้น้ำมันไหลผ่านได้ทางเดียวซึ่งในที่นี้เรากำหนดให้  
เป็นขาเตะกลับ เพราะต้องการให้มีความฝืดน้อยกว่าขาเตะขึ้น เซควาวล์แบบง่ายตัว  
นี้ถูกทำขึ้นเองโดยใส่ลูกปืนขนาดเล็กลงในท่อลดขนาดแล้ววางในแนวตั้ง เมื่อเตะขึ้น  
น้ำมันจะไหลมาอัดทางด้านบนทำให้ลูกปืนยังปิดรูสนิท น้ำมันจะไหลออกไม่ได้ แต่ขณะ  
เตะกลับจะเกิดแรงดูด ลูกปืนซึ่งมีน้ำหนักเบา ก็จะลอยขึ้น ทำให้น้ำมันไหลผ่านได้

12. ระบบท่อและที่พิก หมายถึงชิ้นส่วนต่างๆที่เชื่อมทางออกของน้ำมันจากกระบอกสูบ  
กับวาวล์ทั้ง 2 ตัว และต่อไปยังที่พิกที่เปิดสู่บรรยากาศ

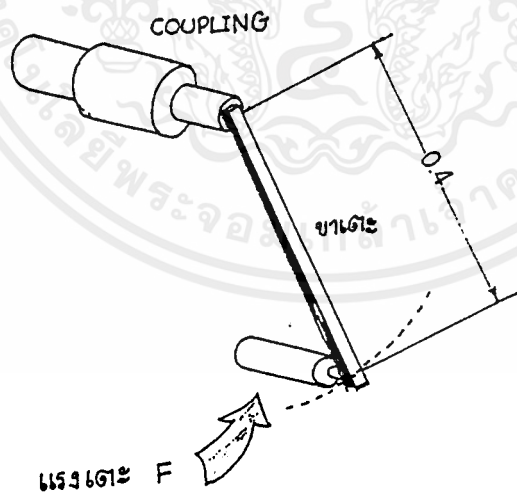
13. โครงสร้าง เป็นส่วนประกอบที่ต่อขึ้นเพื่อให้ผู้ใช้ สะดวกในการใช้ ตัวระบบจะ  
สามารถถอดเข้า-ออกจากโครงได้ และส่วนนี้อาจเปลี่ยนรูปแบบไปได้อีกมากมาย  
ตามความสะดวกในการใช้งาน

## การส่งผ่านแรง



รูปที่ 2 การส่งผ่านแรง

แรง  $F$  กระทำที่ปลายขาตะขะซึ่งอยู่ห่างจากจุดหมุน  $0.4$  เมตร ทำให้เกิดโมเมนต์ที่จุดหมุน  $A$  ดังรูป



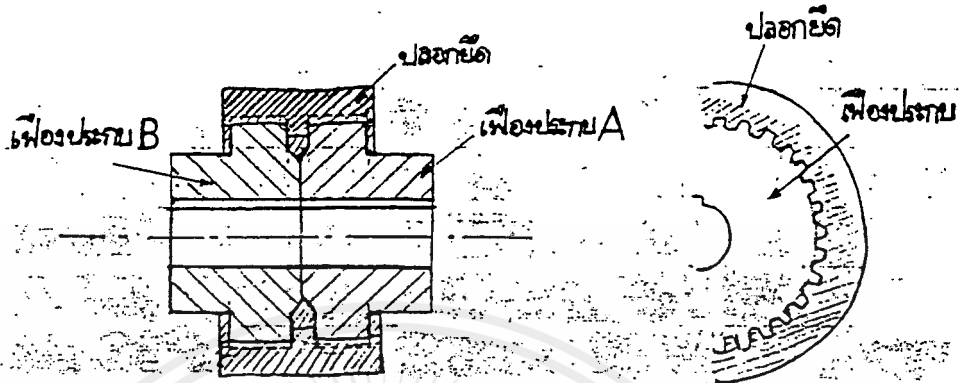
รูปที่ 3 การเกิดโมเมนต์

- หาโมเมนต์ที่จุดหมุน  $A$

$$\begin{aligned}\text{โมเมนต์ที่ } A &= \text{แรง} \times \text{ระยะทาง} \\ &= F \times 0.4\end{aligned}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ขาเตะจะอยู่ติดกับคัปปลิง ทำให้คัปปลิงรับทอร์ก (TOUQUE) จากการเตะ  
 เท่ากับโมเมนต์ที่จุด A ด้วย  
 พิจารณา คัปปลิง



รูปที่ 4 คัปปลิง

เฟืองประกบ A จะขับเฟืองประกบ B ให้หมุนตามได้โดยใช้ปลอกยึด ซึ่งมีลักษณะเป็นเฟืองใน 2 แฉก ขับให้เฟืองประกบ 2 ตัวเคลื่อนที่พร้อมกัน

ในการใช้งานขาเตะบางครั้งต้องการขาเตะที่มุมต่างๆของแกนเราสามารถปรับมุมได้โดยการใส่เฟืองประกบ A (ซึ่งติดกับขาเตะ) ที่มุมต่างๆกับปลอกยึด เราสามารถหาขนาดมุมที่เฟืองประกบจะใส่กับปลอกยึดได้ดังนี้

$$\begin{aligned} \text{มุมประกบ} &= 360 \times \text{จำนวนฟันที่เลื่อนไปจากจุดเริ่มต้น} \\ &= 360/34 \text{ N} \\ &= 10.588 \text{ N} \end{aligned}$$

จากรูป 2 พบว่าทอร์กจากคัปปลิงจะถูกส่งผ่านเพลามายังเฟืองเพื่อขับเฟืองสะพาน

$$\text{ทอร์ก} = 0.4F \text{ N.m}$$

กำหนด เฟืองมีเส้นผ่านศูนย์กลาง 50 มม. จำนวนฟัน=22

การทำงานของระบบนั้น ขาเตะจะทำงานไม่เกิน 120 องศา ดังนั้นเฟืองสะพานต้องยาวอย่างน้อย

$$\begin{aligned} &= \pi(50) \times 120 / 360 \\ &= 52.4 \end{aligned}$$

เลือกเฟืองสะพานยาว 90 มม.

ให้ประสิทธิภาพของคัมปลิงเป็น 95 %

$$\text{สามารถส่งผ่านแรงจนถึงเฟืองได้ } 0.4F \times 0.95 = 0.38F$$

พิจารณาที่เฟือง

$$\begin{aligned} \text{แรงกระทำที่ปลายเฟือง} &= \text{ทอร์กส่งผ่านเพลลา/รัศมีเฟือง} \\ &= 0.38F \times 0.025 \\ &= 15.2F \quad \text{N} \end{aligned}$$

ให้ประสิทธิภาพการส่งผ่านแรงจากเฟืองไปเฟืองสะพานเป็น 90%

$$\text{แรงที่กระทำต่อเฟืองสะพาน} = 15.2F \times 0.9 = 13.68F \quad \text{N}$$

ให้แรงจากเฟืองสะพานส่งผ่านไปกระบอกลูกสูบได้ 98%

$$\text{ก้านสูบถูกดันด้วยแรง} = 13.68F \times 0.98 = 13.4 \quad \text{N}$$

หาความดันที่ลูกสูบ

$$\text{ความดัน} = \text{แรงดันจากก้านสูบ/พื้นที่หน้าตัดลูกสูบ}$$

เมื่อลูกสูบมีรัศมี 0.016 มม.

$$\begin{aligned} \text{ความดัน} &= 13.4F / \pi (0.016)^2 \\ &= 16669.5F \quad \text{N/m}^2 \end{aligned}$$

ถ้าผู้เตะ เตะด้วยแรงระหว่าง 0.5-30 กก.และใช้งานปรกติที่ 10 กก. \*

$$\text{ความดันปรกติ} = 16669.5 \times 10 \times 9.8 = 16.34 \times 10^5 \quad \text{N/m}^2$$

หรืออยู่ระหว่างช่วงใช้งาน = 0.8-49 bar

พิจารณาความเร็วของกระบอกลูกสูบ

กำหนดให้ความเร็วในการเตะครั้งที่ และเตะหนึ่งครั้งไปกลับใช้เวลา 4 วินาที

$$\omega = \pi / 4 = 0.78 \text{ รอบ/วินาที}$$

$$v = r\omega$$

$$v = 0.78 \times 0.025$$

$$= 0.0195 \quad \text{m/s}$$

ลูกสูบจะเคลื่อนที่ด้วยความเร็ว 0.0195 m/s ด้วยความดัน 16.3 barกระทำต่อน้ำมันในกระบอกลูกสูบ อัตราการไหลของน้ำมันหาได้จาก

\* ข้อมูลจากคุณสุชาติ ชัยเชษฐ์ดำรงกุล เจ้าหน้าที่แผนกกายอุปกรณ์ รพ. ทหารผ่านศึก

$$\begin{aligned}
 \text{อัตราการไหล} &= \text{ความเร็วของลูกสูบ} \times \text{พื้นที่หน้าตัดลูกสูบ} \\
 &= 0.0195 \times \pi(0.016)^2 \\
 &= 1.57 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}
 \end{aligned}$$

### ความดันสูญเสีย

ความดันสูญเสียในระบบเป็นผลรวมของ

1. ความเสียดทานในกระบอกสูบและระบบ จากการทดลองได้ประมาณ 130 นิวตัน
2. ความสูญเสียหลัก (MAJOR LOSS) และความสูญเสียรอง (MINOR LOSS) ของส่วนควบคุม ต้องหาจากการคำนวณ

เลือกใช้น้ำมันไฮดรอลิก HH32 ซึ่งเป็น Non-inhibited mineral oil จะมีความหนืดจลน์  $32 \text{ mm}^2/\text{s}$  และความหนาแน่น  $950 \text{ kg}/\text{m}^3$

ที่ทางออกของกระบอกสูบ

$$\begin{aligned}
 \text{ค่าเรโนลด์ (REYNOLDS NUMBER), } Re &= \rho v A / \mu = Q / \mu \\
 &= 1.57 \times 10^{-5} / 32 \times 10^{-6} \\
 &= 0.49 \ll 1
 \end{aligned}$$

ดังนั้นการไหลเป็นแบบราบเรียบ (LAMINAR FLOW)

สมการเบอร์นูลลี

เมื่อเป็นการไหลแบบราบเรียบที่ความหนาแน่นคงที่

$$(P_1/\rho + \alpha v_1^2/2 + gZ_1) - (P_2/\rho + \alpha v_2^2/2 + gZ_2) = h_T$$

สำหรับการไหลแบบราบเรียบ  $\alpha=2$

$$(P_1/\rho + v_1^2 + gZ_1) - (P_2/\rho + v_2^2 + gZ_2) = h_T$$

พิจารณาหาเตะชั้น กระบอกสูบจะดันเข้า

$$F_1/A_1 + v_1^2 - (P_{atm}/\rho + v_2^2) = h_T$$

แทนค่า

$$\frac{16669.5F}{22.9 \times 10^{-8} \rho} + \frac{1.57 \times 10^{-5}}{22.9 \times 10^{-6}} - \frac{1 \times 10^5}{\rho} - \frac{1.57 \times 10^{-5}}{1.8 \times 10^{-3}} = h_T$$

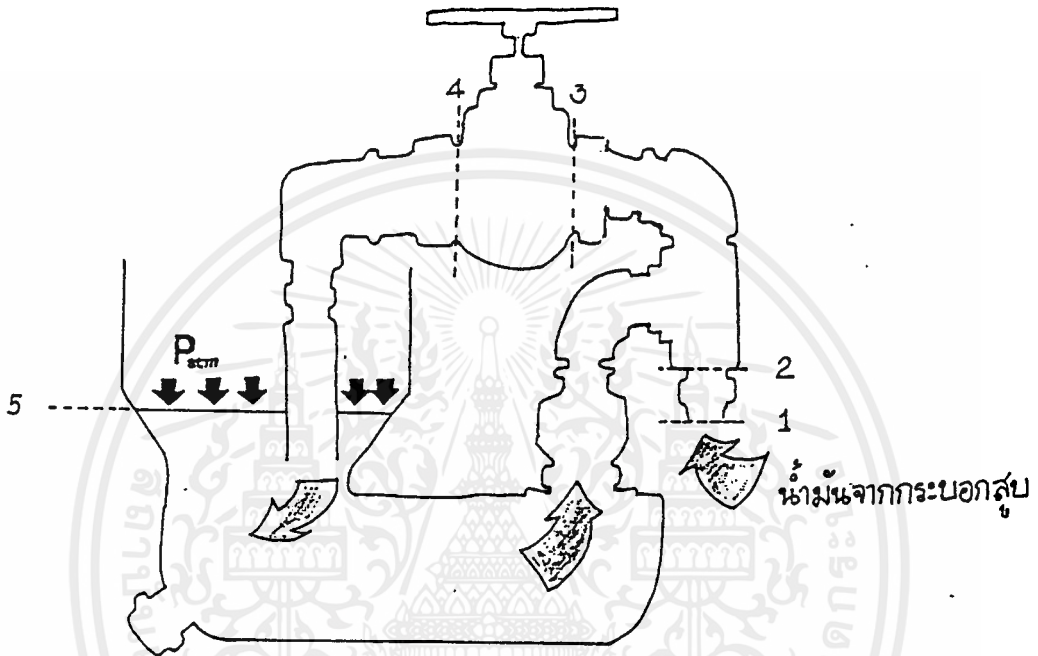
$$(7.28 \times 10^6 F - 1 \times 10^5) + (0.6856 - 0.00872) = h_T$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่ส่งงานไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\frac{(7.28 \times 10^8 \text{ F} - 1 \times 10^5)}{\rho} + 0.677 = h_T$$

ρ

ความสูญเสียรวม ( $h_T$ ) = ความสูญเสียหลัก ( $h_1$ ) + ความสูญเสียรอง ( $h_{1m}$ )  
พิจารณาเป็นช่วงๆดังนี้



รูปที่ 5 ส่วนควบคุม

ช่วงที่ 1-2	$A = 22.9 \times 10^{-6}$	$v = 0.68$	$L = 2.5$
ช่วงที่ 2-3	$A = 50.3 \times 10^{-6}$	$v = 0.31$	$L = 45$
ช่วงที่ 3-4	$A = 50.3 \times 10^{-6}$	$v = 0.31$	$L = 115$
ช่วงที่ 5	$A = 1.8 \times 10^{-3}$	$v = 0.04$	

คำนวณหาความสูญเสียหลักและรอง

ที่ค่า Re น้อยกว่าหนึ่งมาก ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน ( $f$ ) = 0.1 \*

ช่วงที่ 1-2

$h_1$  น้อยมากเมื่อเทียบกับ  $h_{1m}$

$$h_{1m} = KV^2/2 = 0.25 \times 0.08^2 / 2 = 0.0578 \text{ m}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ช่วงที่ 2-3

$$h_{1,m} = \frac{f(Le/D)}{(v^2/2)} = 0.1 \times (20+30+8) \times 0.31^2 / 2 = 0.0279$$

$$h_1 = \frac{f(L/D)}{(v^2/2)} = 0.1 \times (0.045/0.008) \times 0.31^2 / 2 = 0.0279$$

ช่วงที่ 3-4

$$h_{1,m} = \frac{f(Le/D)}{(v^2/2)} = 30 \times 0.1 \times 0.31^2 / 2 + 0.95 \times 0.31^2 / 2 = 0.19$$

$$h_1 = \frac{f(L/D)}{(v^2/2)} = 0.1 \times 115/8 \times 0.31^2 / 2 = 0.069$$

ช่วงที่ 5 มีการขยายขนาดท่อจาก  $50.3 \times 10^{-6}$  เป็น  $3.8 \times 10^{-4}$  และปล่อยสู่บรรยากาศที่พื้นที่หน้าตัด  $1.8 \times 10^{-3} \text{ m}^2$

$$h_{1,m} = \frac{f(Le/D)}{(v^2/2)} = (0.75+0.6)v^2/2 = 1.35 \times 0.04^2 / 2 = 0.0011$$

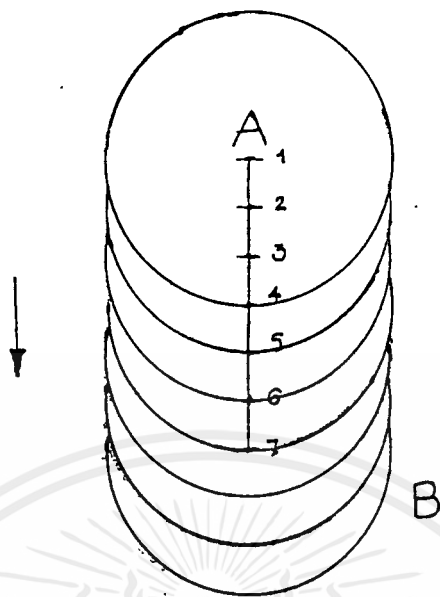
$$\begin{aligned} \text{ความดันสูญเสียรวม} &= h \times \rho \\ &= (0.0578 + 0.0279 + 0.027 + 0.19 + 0.069 + 0.0011) \times 950 \\ &= 354 \text{ N/m}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{ความดันสูญเสียรวมทั้งหมดในระบบ} \Delta P_1 &= 130 / \pi (0.016)^2 + 354 \text{ N/m}^2 \\ &= 162,354 \text{ N/m}^2 \\ &= 1.6 \text{ bar} \end{aligned}$$

\* จากตาราง 8.14 หน้า 362 FLUID MECHANICS , FOX .

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

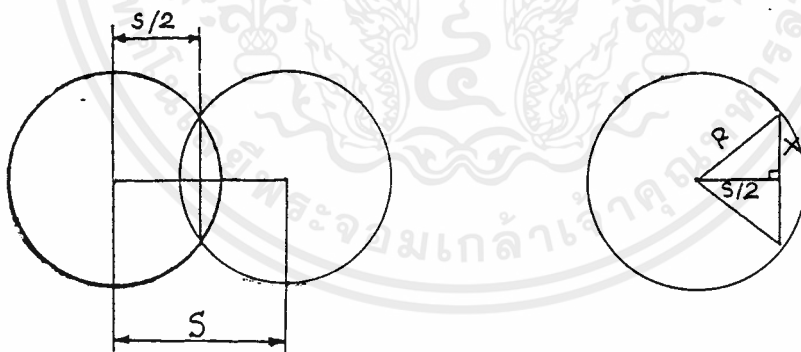
การคำนวณหาขนาดพื้นที่ของวาวล์



รูปที่ 6 แสดงการซ้อนกันของวงกลม

จากภาพแสดงให้เห็นว่า การเลื่อนแผ่น A ลงมาปิดช่อง B จะทำให้พื้นที่ของช่อง B ลดลงไม่สม่ำเสมอซึ่งจะเพิ่มขึ้นเรื่อยๆ ทำให้การหมุนของวาวล์ในรอบหลังๆ มีผลมากกว่ารอบแรกๆ

ให้ S เป็นระยะห่างระหว่างจุดศูนย์กลาง



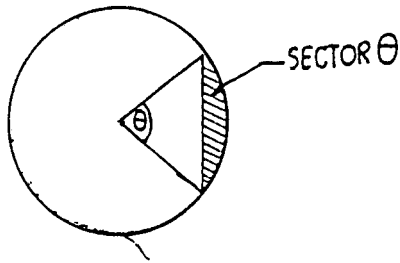
รูปที่ 7 แสดงระยะ S และความสัมพันธ์กับรัศมี R

$$X = \sqrt{R^2 - (S/2)^2}$$

$$\text{พื้นที่สามเหลี่ยม} = (1/2)(2x)(S/2)$$

$$= S/2 \sqrt{R^2 - (S/2)^2} \quad \text{_____ (1)}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 8 แสดงพื้นที่ส่วนเหลือของมุม  $\theta$

$$\text{มุม } \theta = 2 \cos^{-1} [(S/2)/R]$$

$$\begin{aligned} \text{พื้นที่ส่วนเหลือ (SECTOR) } \theta &= (\theta/2\pi) \pi R^2 \\ &= R^2 \cos^{-1} [S/2R] \end{aligned} \quad \text{_____ (2)}$$

พื้นที่ส่วนแรเงา = พื้นที่ส่วนเหลือ - พื้นที่สามเหลี่ยม

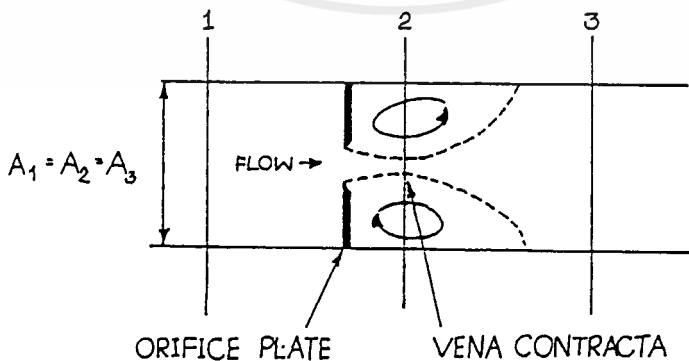
$$f(s) = R^2 \cos^{-1} [S/2R] - S/2 \sqrt{R^2 - (S/2)^2}$$

$$\text{พื้นที่ } A(s) = \pi R^2 - 2f(s)$$

$$= \pi R^2 - 2R^2 \cos^{-1} [S/2R] + S/2 \sqrt{R^2 - (S/2)^2}$$

คำนวณหาความดันลดที่วาล์ว

พิจารณาช่วงที่ของไหลไหลผ่านวาล์ว จะทำตัวเหมือนแผ่นออริฟิซ (ORIFICE PLATE) ซึ่งจะคำนวณหาความดันตกคร่อมสูญเสียได้ ดังนี้



รูปที่ 9 การเกิด VENA CONTRACTA

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากรูปจะเห็นว่า แผ่นออริฟิซ ทำให้เกิด วิกานคอนแทรกต้า ( VENA CONTRACTA) ที่หน้าตัด 2 ซึ่งจะเป็นส่วนที่เส้นทางการไหล (STREAM LINE) มีขนาดเล็กที่สุด เราจะหาความดันตกคร่อมสูญเสียระหว่าง 1 ถึง 2 ได้จาก

$$P_1 - P_3 = (P_1 - P_2) - (P_2 - P_3)$$

กำหนด

1. การไหลสม่ำเสมอ (STEADY FLOW)
2. ของไหลอัดตัวไม่ได้ (INCOMPRESSIBLE FLOW)
3. ไหลไปตามเส้นทางการไหล
4. ไม่มีควมเสียดทาน
5. ความเร็วคงที่ตลอดหน้าตัด (SECTION) ที่ 1, 2 และ 3
6. ความดันคงที่ตลอดพื้นที่หน้าตัดของท่อ
7.  $Z_1 = Z_2 = Z_3$
8.  $F_{bx} =$  แรงเนื่องจากน้ำหนัก = 0

พิจารณาช่วง 1-2

สมการเบอร์นูลลี

$$P_1 - P_2 = \rho/2 (V_2^2 - V_1^2) = (\rho V_2^2 / 2) [1 - (V_1/V_2)^2] \quad \text{--- (1)}$$

สมการกฏทรงมวล

$$0 = \{-\rho V_1 A_1\} + \{\rho V_2 A_2\}$$

หรือ  $V_1 A_1 = V_2 A_2$  ทำให้  $(V_1/V_2)^2 = (A_1/A_2)^2$

แทนค่าใน (1)

$$P_1 - P_2 = (\rho V_2^2 / 2) [1 - (A_2/A_1)^2]$$

$$V_2 = \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho [1 - (A_2/A_1)^2]}}$$

$$Q = V_2 A_2 = A_2 \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho [1 - (A_2/A_1)^2]}}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กำหนดให้  $A_2 = 0.65 A_c$

$$Q = 0.65 A_c \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho [1 - (A_c/A_1)^2]}}$$

เมื่อ  $Q = 1.57 \times 10^{-5}$

$$A_1 = 50.3 \times 10^{-6}$$

$$\rho = 950 \text{ kg/m}^3$$

แทนค่าลงในสมการ

$$1.57 \times 10^{-5} = 0.65 A_c \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho [1 - (A_c/A_1)^2]}}$$

$$1.57 \times 10^{-5} = 0.65 A_c \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{950 [1 - (A_c/A_1)^2]}}$$

$$P_1 - P_2 = 2(1.57 \times 10^{-5} / 0.65 A_c) \times 950 [1 - (0.65 A_c / A_1)^2]$$

ให้  $A_c/A_1 = \beta$

$$P_1 - P_2 = 1.1 \times 10^{-6} / A_c^2 [1 - (0.65\beta)^2] \text{ ----- (2)}$$

พิจารณาช่วง 2 ถึง 3 เป็นปริมาตรควบคุม (CONTROL VOLUMN)

สมการกฏทรงมวล

$$\begin{aligned} F_{\rightarrow x} + F_{\nearrow bx} &= \frac{\partial}{\partial t} \int_{cv} \rho v dv + \int_{cs} \rho v dA \\ (P_2 - P_3) A_1 &= u_2 (-\rho v_2 A_2) + u_3 (\rho v_3 A_3) \\ &= (u_3 - u_2) \rho Q = (v_3 - v_2) \rho Q \text{ ----- (8)} \end{aligned}$$

เมื่อ  $v_3 = Q/A_1$  และ  $A_2 = 0.65 A_c$

$$v_2 = Q/A_2 = Q/0.65 A_c = \beta Q A_1 / 0.65$$

จากสมการที่ 3

$$P_3 - P_2 = u_2 - u_3 (\rho Q / A_1)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แทนค่า

$$\begin{aligned}v_2, P_3 - P_2 &= [\beta Q A_1 / 0.65 - Q / A_1] \rho Q / A_1 \\ &= (\beta A_1^2 / 0.65 - 1) \rho Q^2 / A_1^2\end{aligned}$$

เมื่อ  $Q = 1.57 \times 10^{-5}$

$$A = 50.3 \times 10^{-6}$$

$$\rho = 950 \text{ kg/m}^3$$

แทนค่า

$$P_3 - P_2 = (\beta (50.3 \times 10^{-6} / 0.65) - 1) \times 950 (1.57 \times 10^{-5} / 50.3 \times 10^{-6})^2$$

$$P_3 - P_2 = (7.74 \times 10^{-5} \beta - 1) \times 92.6$$

$$= 7.167 \times 10^{-3} \beta - 92.6$$

$$P_1 - P_3 = (P_1 - P_2) - (P_3 - P_2)$$

$$= [1.1 \times 10^{-6} / A_1^2 (1 - (0.65 \beta)^2)] - [7.167 \times 10^{-3} \beta - 92.6]$$

นำค่าที่ได้ไปหาความดันสูญเสียทั้งหมด

$$\Delta P = (P_1 - P_3) + \Delta P_1$$

$$= (P_1 - P_3) + 162,354 \text{ N/m}^2$$

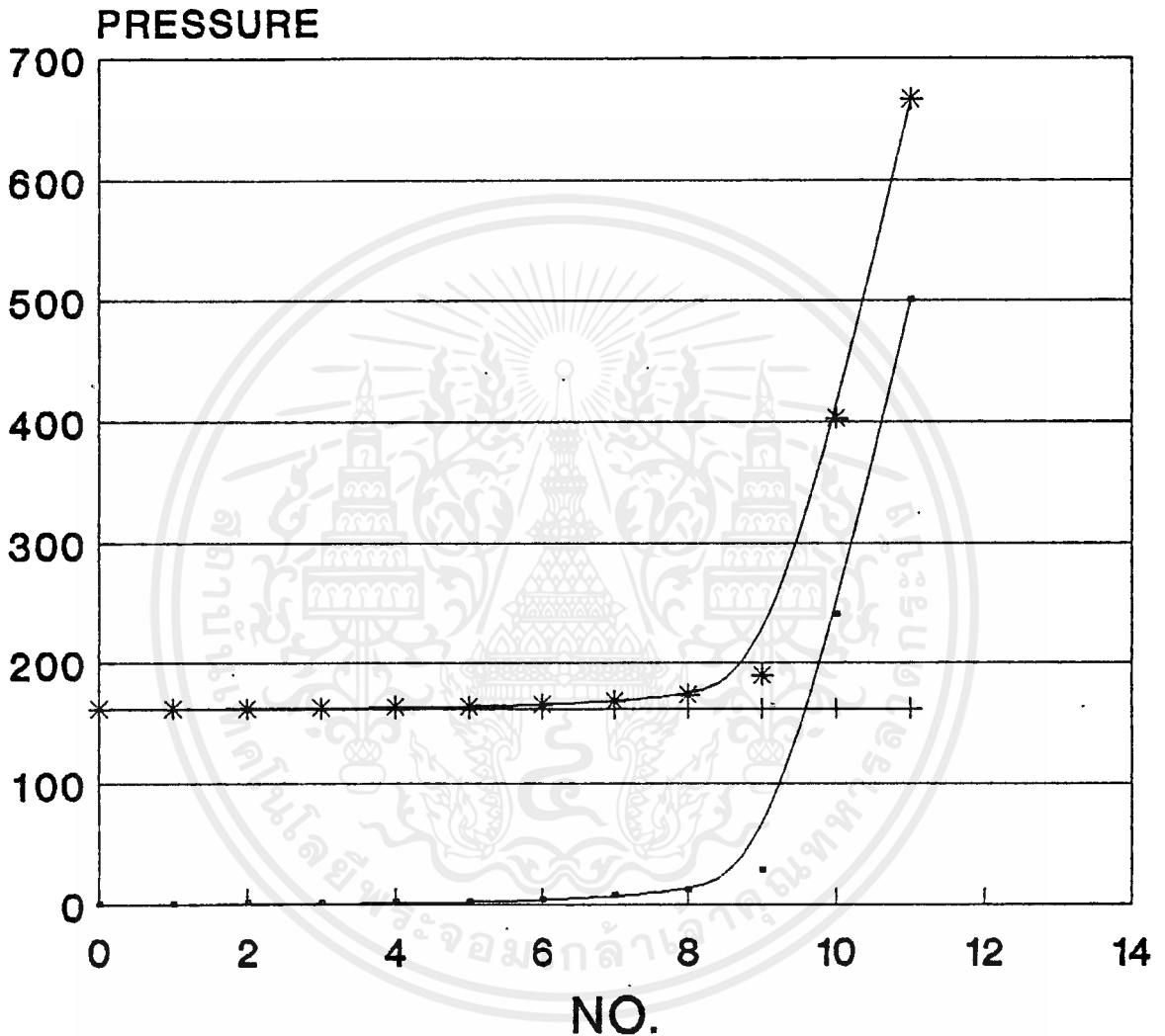
นำค่าที่ได้ไปหาแรงเตะที่ใช้เมื่อเปิดวาล์วขนาดต่างๆที่ความเร็ว 0.78 รอบต่อวินาที หรือ 0.195 m/s ตั้งบันทึกในตารางในหน้าต่อไป

ครั้งที่	การเลื่อนบิตวาล์ว (mm)	$A_v \times 10^{-6}$	$P_1 - P_2$	$\Delta P$	F (kg)
0	0	126.67	131.23	162,485	0.995
1	5	91.38	195.345	162,549	0.995
2	7.5	64.05	331.236	162,685	0.996
3	10.0	33.77	1,028.23	163,382	1.0
4	10.42	28.83	1,389.57	163,744	1.002
5	10.83	23.91	1,978.24	164,332	1.006
6	11.25	18.15	3,398.39	165,752	1.015
7	11.67	13.04	6,496.92	168,851	1.0336
8	11.94	9.72	11,918.99	173,973	1.065
9	12.22	6.34	27,458.78	189,813	1.162
10	12.5	2.14	240,288.3	402,642	2.46
11	12.7	0	$\alpha$	$\alpha$	$\alpha$

จะเห็นว่าความดันลดจะมีค่าน้อยมากในตอนแรกๆของการหรีวาล์ว และมีค่าเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็วในภายหลัง ทำให้ความผิดในการหรีวาล์วรอบแรกๆขึ้นอยู่กับค่าความเสียดทานคงที่ และจะมีผลจาก ความดันลดเมื่อพื้นที่หน้าตัดของวาล์วลดลงในตอนหลังเท่านั้นดังแสดงในกราฟความดันในหน้าต่อไป

# PRESSURE

## comparision in system



—•— P1-P3

—+— CONSTANT PRESSURE

—\*— TOTAL PRESSURE

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## บทที่ 4

### การทดลองและผลการทดลอง

โดย เครื่อง Universal Testing machine  
ของ Shimazu  
รุ่น Shimazu Autograph AG-10TB

#### การทดลองที่ 1

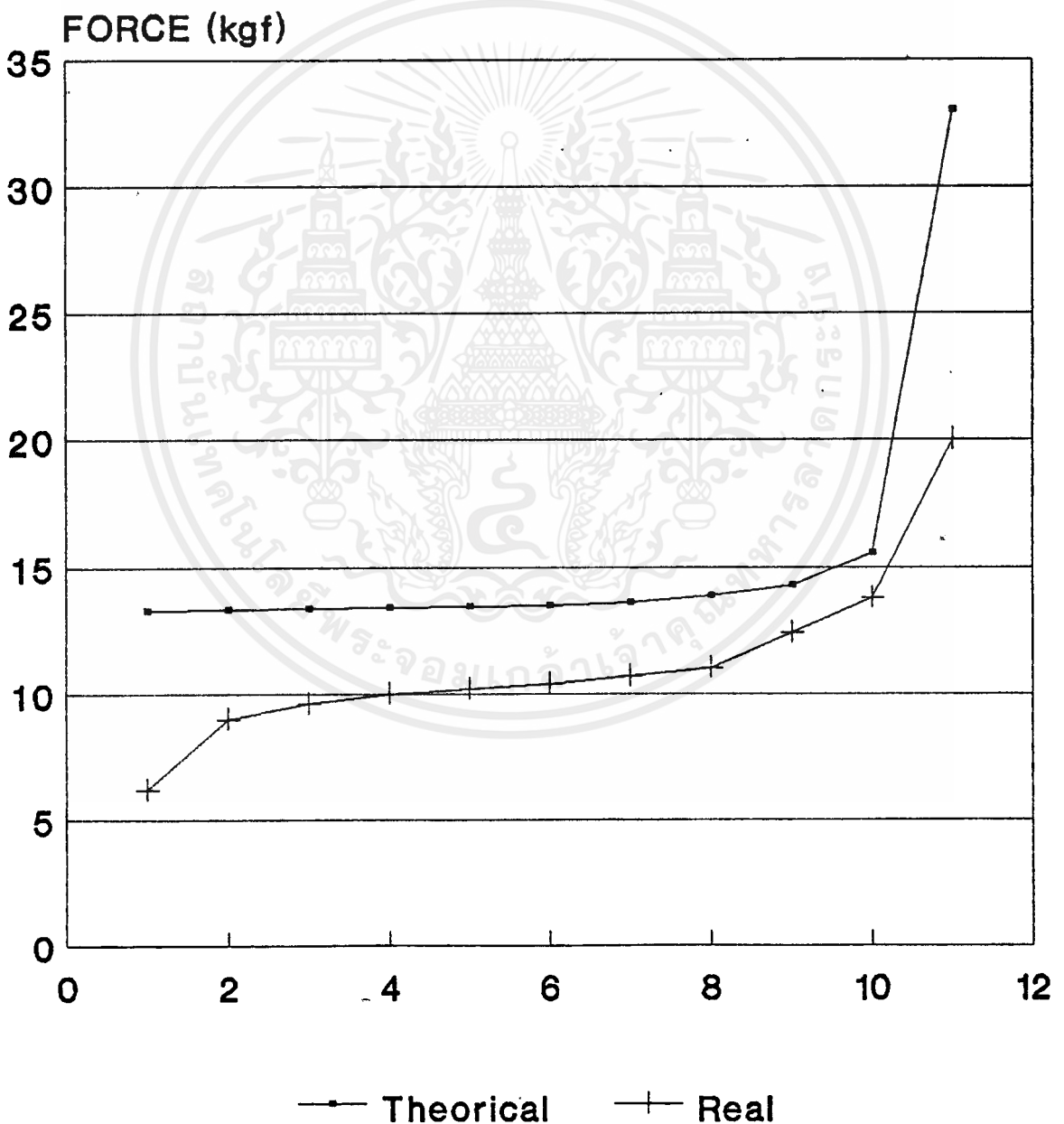
เครื่องทดสอบทำงานที่ความเร็ว 300 มม./วินาที แรงอัดสูงสุด 200 kgf ขณะห้  
วาวล์ขนาดต่างๆกัน

- ผลการทดลองเปรียบเทียบกับทฤษฎี แสดงในกราฟที่ 1
- กราฟการออกแรงของเครื่อง แสดงให้เห็นการออกแรงคงที่ตลอด STROKE  
แสดงในกราฟที่ 2

#### การทดลองที่ 2

เครื่องทดสอบทำงานที่แรงกดสูงสุด 200 kgf แต่ใช้ความเร็ววาค่าคือ 200, 300 และ  
500 มม./นาที ผลการทดลอง แสดงเปรียบเทียบในกราฟที่ 3

# OVERCOMING FORCE THEORITICAL AND REAL



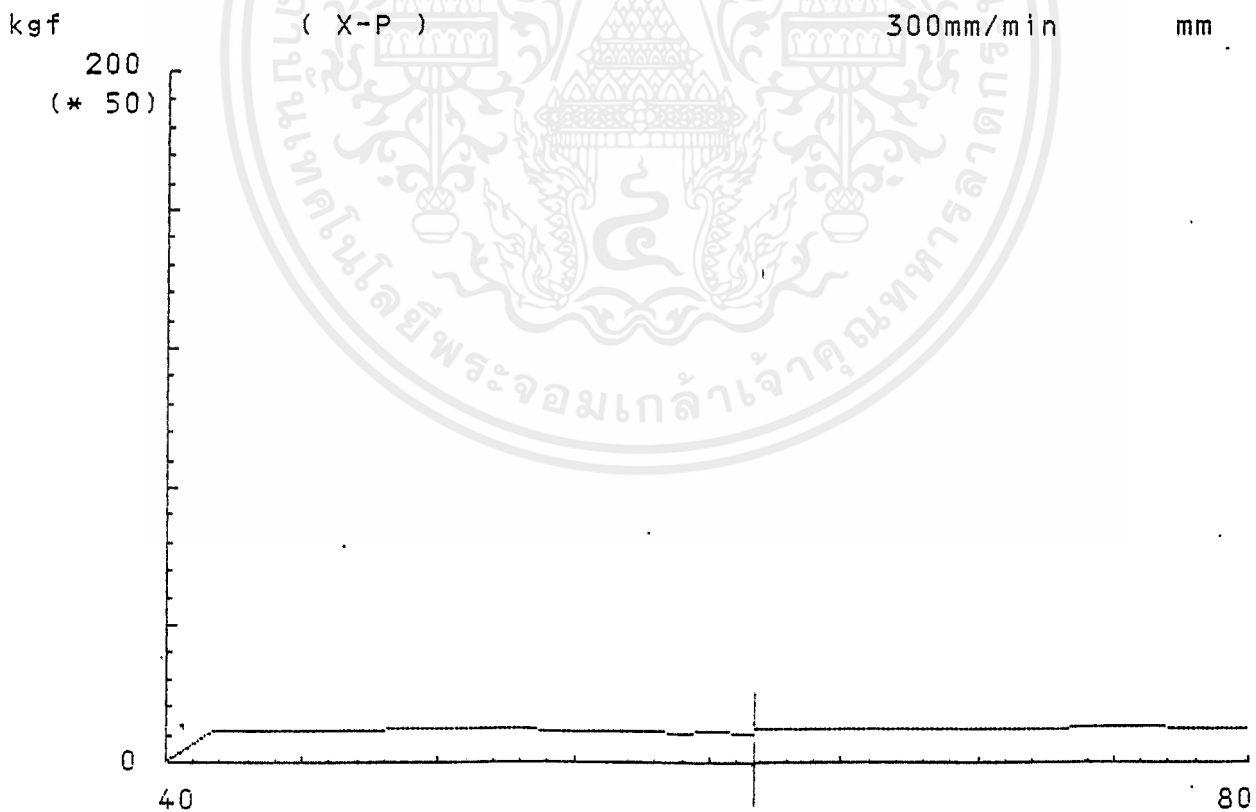
ภาพที่ 1

กราฟที่ 1

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้ของนักศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

# Overcoming Load from SHIMADZU Autograph AG-10

STROKE	LOAD	TEST
40.3 mm	4.9 %	UP START

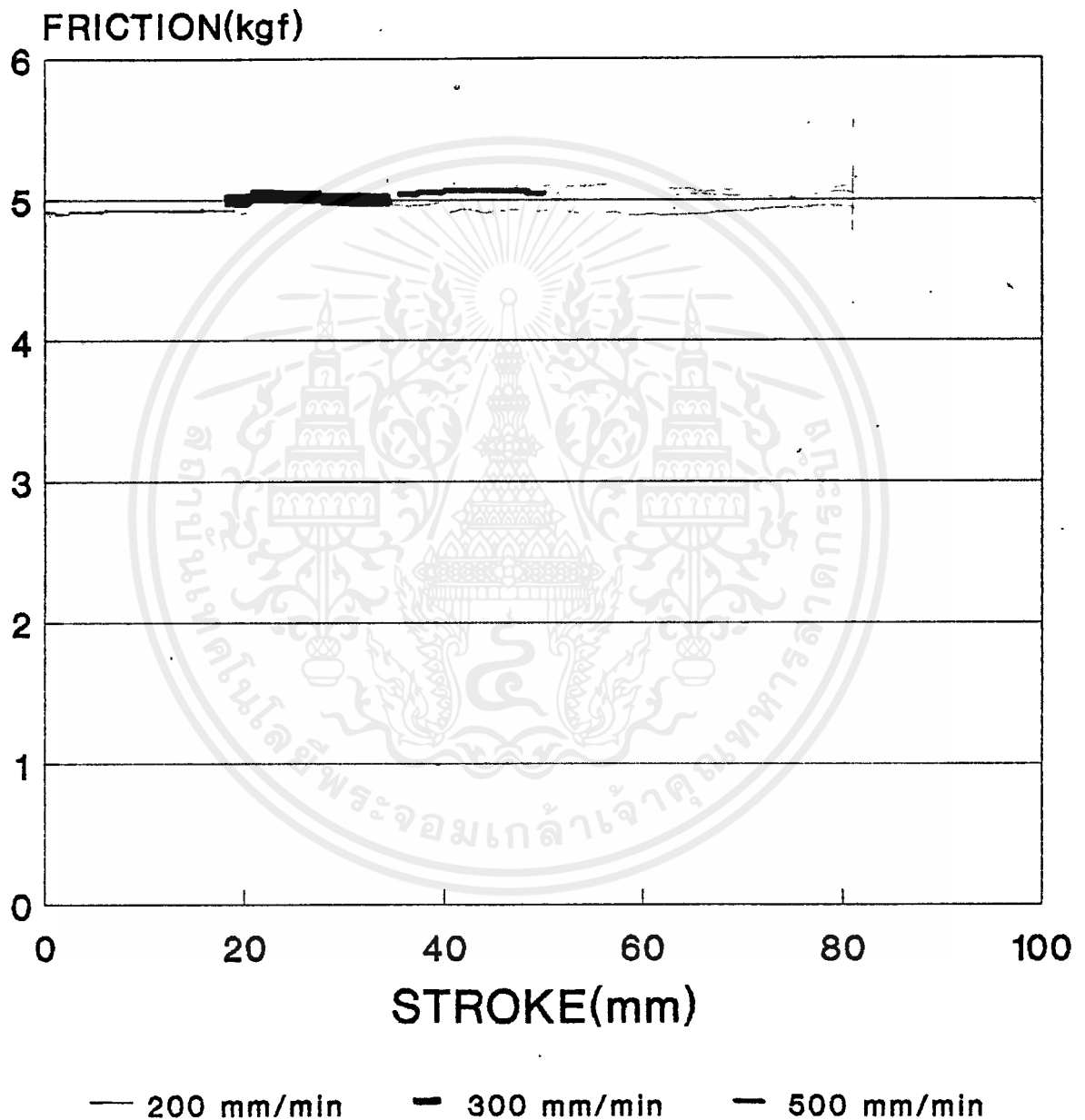


## กราฟที่ 2

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

# VELOCITY CHANGE

## friction comparision



กราฟที่ 3

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## บทที่ 5

### สรุปผลและวิจารณ์ผลการทดลอง

#### การทดลองที่ 1

จากผลการทดลองที่ 1 พบว่าการหรีวาวล์มีผลในการสร้างแรงต้านจริงตามทฤษฎีด้วยลักษณะ 2 ประการ

1. แรงต้านมีขนาดเพิ่มขึ้นเรื่อยๆตามการหรีวาวล์ แต่จะมีผลน้อยในการหมุนรอบแรกๆ และมีผลเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็วในรอบหลังๆ เพราะการเลือกใช้วาวล์ที่ไม่เหมาะสม วาล์วที่ใช้ควรเป็น VOLUME CONTROL VALVE และมีขนาดเล็กกว่านี้ เพื่อการหมุนวาวล์จะได้มีผลในการควบคุมเท่ากันตลอดการหมุน
2. แรงที่ได้มีขนาดประมาณคงที่ตลอดการเตะ

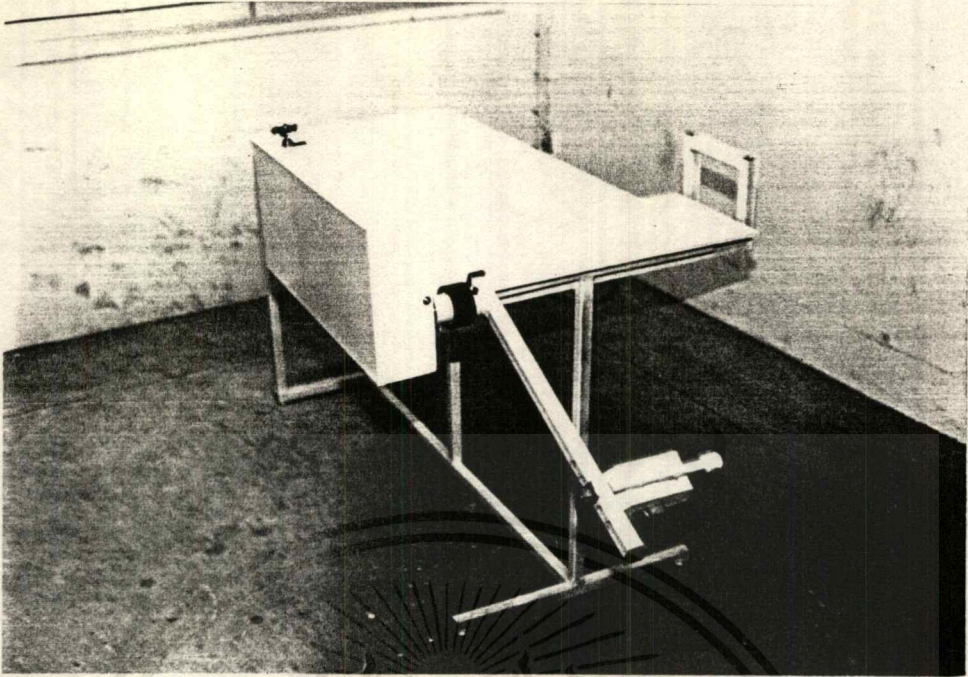
#### การทดลองที่ 2

จากผลการทดลองที่ 2 พบว่าเมื่อเพิ่มความเร็วดึงต้องใช้แรงในการดันเพิ่มขึ้นเป็นจริงตามทฤษฎี

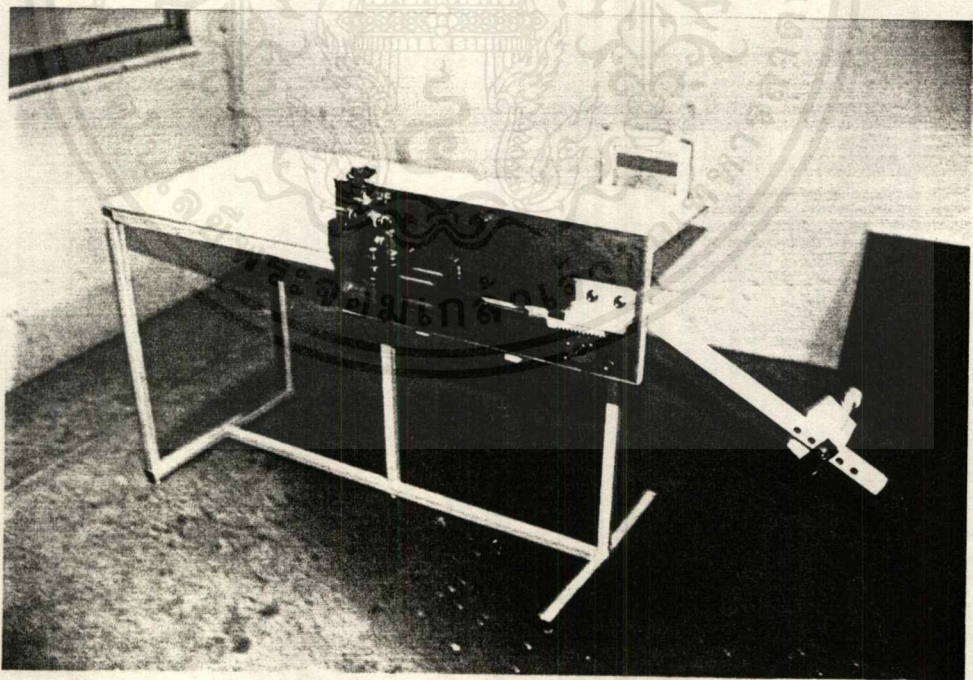
ข้อผิดพลาดข้อหนึ่งในการทดสอบด้วยเครื่อง Universal Testing machine ของ Shimazu รุ่น Shimazu Autograph AG-10TB คือ เครื่องทดสอบทำงานได้ที่ความเร็วแค่ 500 มม./นาที แต่ในการทำงานจริงต้องใช้ถึง ประมาณ 1000 มม./นาที (เมื่อเตะ1รอบไป-กลับด้วยเวลา4วินาที) ทำให้ค่าที่ได้ไม่ตรงกับความเป็นจริง จึงใช้สรุปผลการทดลองที่ 2 ในการยืนยันด้วยว่าค่าที่ได้ในการทดลองที่ 1 จะน้อยกว่าในทางปฏิบัติ



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

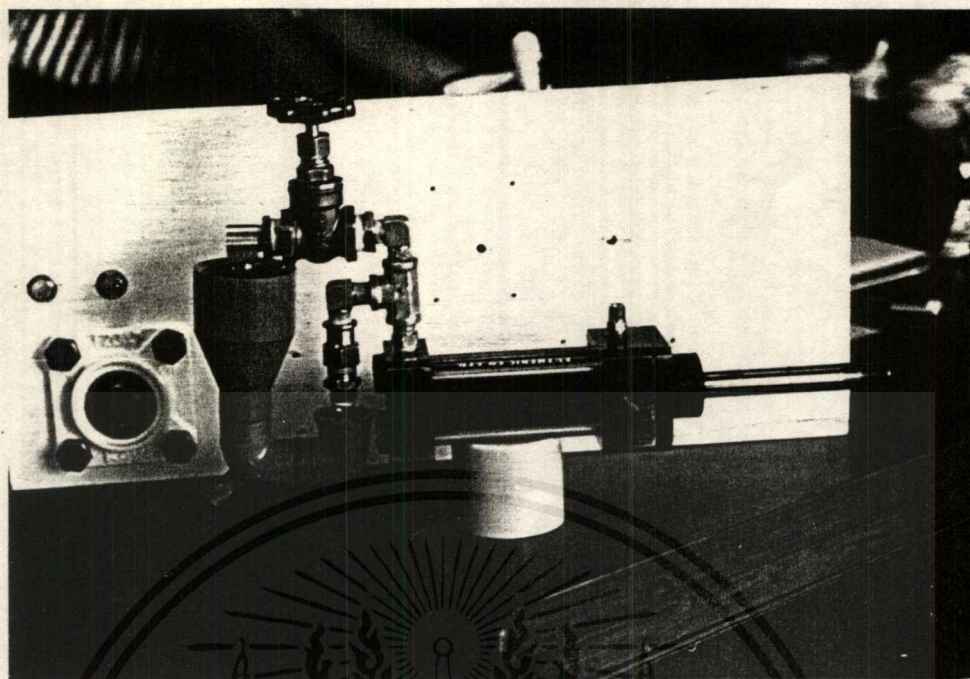


รูปที่ 1 เครื่องมือช่วยเหลือนักกายภาพบำบัดทางขาที่ออกแบบและสร้างขึ้น

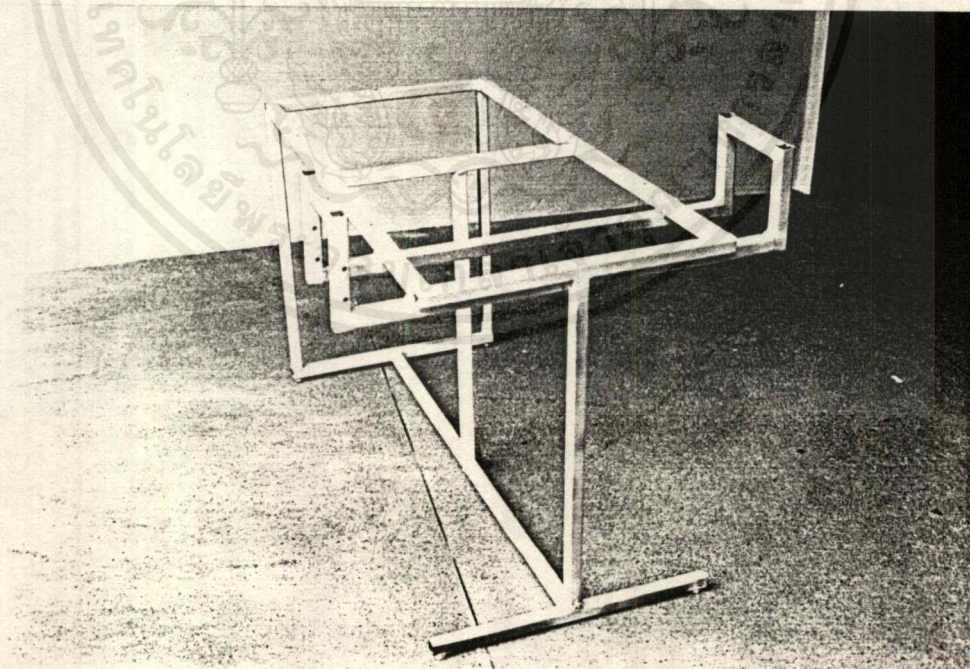


รูปที่ 2 ส่วนประกอบภายในกล่องควบคุมการทำงานของระบบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

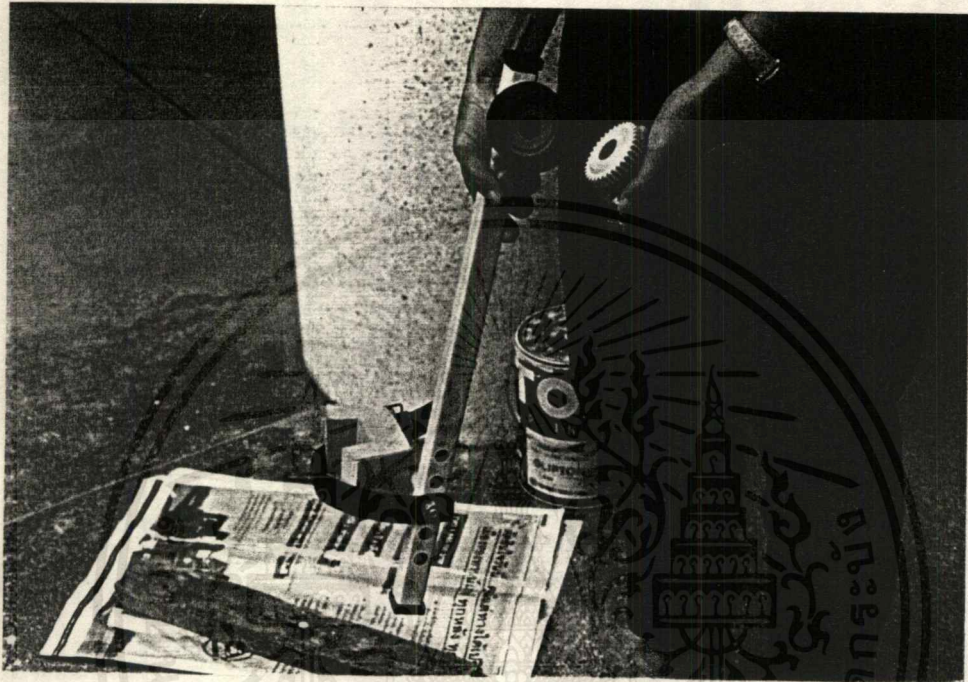


รูปที่ 3 ส่วนควบคุมระบบ เป็นส่วนที่สร้างความผิดให้ขาเตะ ด้วยระบบไฮดรอลิก



รูปที่ 4 ส่วนโครงสร้างเก้าอี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5 ส่วนส่งผ่านแรง เป็นส่วนที่เปลี่ยนแรงจากการ  
เตะ เป็นแรงดันส่วไปยังส่วนควบคุม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## กิตติกรรมประกาศ

ปริญญานิพนธ์นี้สำเร็จลงได้ ด้วยความช่วยเหลือจากหลายๆท่าน

- ขอขอบคุณ อ.ชินรัชต์ เขียรพงษ์ เป็นอย่างยิ่ง ที่ให้คำแนะนำ เป็นที่ปรึกษา และคอยช่วยแก้ปัญหาต่างๆมาโดยตลอด
  - ขอขอบคุณ คุณสุชาติ ชัยเชษฐ์ดำรงกุล เจ้าหน้าที่แผนกกายภาพบำบัด รพ.ทหารผ่านศึก รวมถึงเจ้าหน้าที่จาก รพ.มหิดล และเจ้าหน้าที่จาก สถานฟื้นฟูสมรรถภาพคนพิการ บางพลุ ที่ให้ความอนุเคราะห์ในการศึกษาข้อมูลต่างๆ ที่เป็นประโยชน์ในการทำปริญญานิพนธ์นี้
  - ขอขอบคุณ คุณพัฒพงษ์ ปี 4 ภาควิชาวิศวกรรมการควบคุม ที่ช่วยคิดสมการการหาพื้นที่ขนาดของวาล์วให้
  - ขอขอบคุณ อ.สรรพลสิทธิ์ (พี่เต่า) ที่คอยให้กำลังใจ เสริมกำลังใจ ให้ที่ชุมนุมกันตลอด 24 ชม.
  - ขอขอบคุณ พี่มณฑา เจ้าหน้าที่ควบคุม shop ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล ที่คอยช่วยเหลือ และให้คำปรึกษาในด้านเทคนิคต่างๆ
  - ขอขอบคุณ เพื่อนๆทุกคนที่ช่วยเหลือ และให้กำลังใจ ให้ความสนุกสนานมาโดยตลอด
- จะขาดเสียไม่ได้ ต้องขอขอบพระคุณคุณพ่อ-คุณแม่ ที่ได้ให้กำลังใจและทุนในการทำปริญญานิพนธ์ฉบับนี้

คณะผู้จัดทำ

## เอกสารอ้างอิง

1. Robert W. Fox, Alan T. McDonald, " INTRODUCTION TO FLUID MECHANICS " 3rd Edition, John Wiley & Sons Inc.
2. ดร. บัณฑิต พึ่งธรรมสาร " กลศาสตร์ของไหลเบื้องต้น " เล่ม 1, คณะวิศวกรรมศาสตร์ สจพ., พ.ศ. 2526
3. ดร. วรวิทย์ อึ้งภากรณ์, ช่าง ณีตงาน, " การออกแบบเครื่องจักรกล " เล่ม 2, บริษัท ซีเอ็ดยูนิเคชั่น จำกัด, พ.ศ. 2532
4. ผ.ศ. วุฒิชัย กปิลกาญจน์, " กลไกและพลศาสตร์ของเครื่องจักรกล ", สำนักพิมพ์ฟิลลิปส์เซ็นเตอร์
5. ชวัญชัย สันทิพย์สมบุรณ์, ปานเพชร ชนินทร, " ไฮดรอลิก อุตสาหกรรม ", บริษัท ซีเอ็ดยูนิเคชั่น จำกัด, พ.ศ. 2533