

การออกแบบและสร้างชุดทดสอบประสิทธิภาพของเครื่องอัดอากาศต้นแบบ

สำหรับเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็ก

DESIGN AND BUILDING OF A PROTOTYPE COMPRESSOR PERFORMANCE  
TESTING UNIT FOR MICRO GAS TURBINE ENGINE



กตัญญู มหิบนาค  
จิรวัดน์ เข็มทอง  
จิรวัดน์ มณีรัตน์

ปริญญาโทนี้เป็นส่วนหนึ่งของภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ปีการศึกษา 2556

การออกแบบและสร้างชุดทดสอบสมรรถนะคอมเพรสเซอร์ต้นแบบ  
สำหรับเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็ก

DESIGN AND BUILDING OF A PROTOTYPE COMPRESSOR PERFORMANCE  
TESTING UNIT FOR MICRO GAS TURBINE ENGINE



ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต  
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล  
คณะวิศวกรรมศาสตร์  
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง  
ปีการศึกษา 2556

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

DESIGN AND BUILDING OF A PROTOTYPE COMPRESSOR PERFORMANCE  
TESTING UNIT FOR MICRO GAS TURBINE ENGINE



A THESIS SUBMITTED IN PARTIAL FULFILLMENT  
OF THE REQUIREMENT FOR THE DEGREE OF  
BACHELOR OF ENGINEERING IN MECHANICAL ENGINEERING  
FACULTY OF ENGINEERING  
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG  
2013

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้


ปริญญาโทปีการศึกษา 2556  
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์  
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เรื่อง การออกแบบและสร้างชุดทดสอบสมรรถนะคอมเพรสเซอร์ต้นแบบ  
สำหรับเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็ก  
DESIGN AND BUILDING OF A PROTOTYPE COMPRESSOR PERFORMANCE  
TESTING UNIT FOR MICRO GAS TURBINE ENGINE

ผู้จัดทำ

1. นาย กตัญญู มหันตคุณ รหัสประจำตัว 53010003
2. นาย จิรวัดน์ เชียงทอง รหัสประจำตัว 53010218
3. นาย จิรวัดน์ มณีรัตน์ รหัสประจำตัว 53010220



  
อาจารย์ที่ปรึกษา  
(รศ.ดร.จารุวัตร เจริญสุข)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การออกแบบและสร้างชุดทดสอบสมรรถนะคอมพิวเตอร์ต้นแบบ  
สำหรับเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็ก

|                          |                  |          |
|--------------------------|------------------|----------|
| นายกตัญญู                | มหันตคุณ         | 53010003 |
| นายจิรวุฒิ               | เซียงทอง         | 53010218 |
| นายจิรวุฒิ               | มณีรัตน์         | 53010220 |
| รศ.ดร. จารุวัตร เจริญสุข | อาจารย์ที่ปรึกษา |          |
| ปีการศึกษา 2556          |                  |          |

### บทคัดย่อ

โครงการนี้เกี่ยวข้องกับการออกแบบ และสร้างชุดทดสอบสมรรถนะคอมพิวเตอร์ของเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็กที่ถูกพัฒนาขึ้นให้ใช้ในระดับชุมชน ที่ผ่านมาที่มวิจัยของภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกลได้ทำการออกแบบคอมพิวเตอร์แบบแรงเหวี่ยงสำหรับเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็กแล้วนั้น พบว่าไม่สามารถทำการทดสอบในสภาวะการทำงานจริงได้เนื่องจากส่วนประกอบอื่นๆ ที่ใช้ในระบบของเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็กยังไม่ได้มีการออกแบบและสร้างไว้ดังนั้นจึงจำเป็นต้องมีการใช้ชุดทดสอบสมรรถนะเพื่อยืนยันการออกแบบคอมพิวเตอร์แบบแรงเหวี่ยง ประกอบกับแหล่งทดสอบสมรรถนะคอมพิวเตอร์แบบแรงเหวี่ยงในประเทศไทยยังหาได้ยากและมีราคาสูงในการทดสอบแต่ละครั้งในการออกแบบชุดทดสอบสมรรถนะคอมพิวเตอร์แบบแรงเหวี่ยงได้คำนึงถึงข้อจำกัดของขนาด และรูปร่างคอมพิวเตอร์ที่ได้มีการออกแบบไว้โดยจะรวมไปถึงการออกแบบระบบส่งกำลังและชิ้นส่วนต่างๆที่ใช้ในการทดสอบความเร็วให้สูงขึ้นถึงจุดทำงาน สร้างโครงสร้างของชุดทดสอบที่แข็งแรง สร้างแม่พิมพ์ของช่องการไหลอากาศซึ่งมีวัสดุเป็นไฟเบอร์กลาส และสิ่งสำคัญคือการพิจารณาพฤติกรรมการไหลของอากาศโดยนำวิธีการทางพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณเข้ามาร่วมในการออกแบบชุดทดสอบนี้ เพื่อจัดหาเครื่องมือวัดและตำแหน่งวัดที่เหมาะสม ให้มีความมั่นใจในความเที่ยงตรงของผลการทดสอบที่ชุดทดสอบสามารถวัดได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

# DESIGN AND BUILDING OF A PROTOTYPE COMPRESSOR PERFORMANCE

## TESTING UNIT FOR MICRO GAS TURBINE ENGINE

Katanyu Mahantakhun 53010003  
Jirawat Chiengthong 53010218  
Jirawat Maneerat 53010220  
Assoc.Prof.Dr. Jirawat Charoensuk Advisor  
Year 2556

### ABSTRACT

This study project concerns with design and build a prototype micro gas turbine compressor performance testing unit that developed for small community level. The research team of the Department of Mechanical Engineering has designed centrifugal compressor for a micro gas turbine engine but they cannot be tested in real conditions due to other components in micro gas turbine engine system has not been designed and built. Therefore, it is necessary to confirm the design of centrifugal compressor by performance testing unit. In addition, source of centrifugal compressor performance testing unit in Thailand is extremely rare and expensive for test each time. The design of this testing unit has considered the size and model of compressor, including transmission system and major components that used to operates at high speed. This includes a secure structure of the testing unit, building of mold for fiberglass construction to reform a flow channel. The important thing is to determine the flow behavior of the air by means of Computational Fluid Dynamics to ensure the accuracy of the test results.

# กิตติกรรมประกาศ

ปริญญาานิพนธ์นี้สำเร็จลุล่วงไปด้วยดีด้วยคำแนะนำ และคำปรึกษาจาก ผศ.ดร. จารุวัตร เจริญสุข อาจารย์ผู้ควบคุมปริญญาานิพนธ์ คณะผู้จัดทำปริญญาานิพนธ์รู้สึกซาบซึ้งในความอนุเคราะห์ และขอกราบขอบพระคุณเป็นอย่างสูง อีกทั้งขอบพระคุณคณะกรรมการการสอบปริญญาานิพนธ์ สำหรับคำแนะนำเพิ่มเติมทำให้ปริญญาานิพนธ์มีความสมบูรณ์ยิ่งขึ้น

ขอขอบพระคุณ พี่ ชวลิต กาฬภักดี ที่สอนแง่คิดต่างๆให้มากมาย ขอขอบคุณที่ทุกคนในคอม บัณฑิตชั้นแล้วที่คอยดูแลเอาใจใส่ และให้กำลังใจเสมอ ขอขอบคุณเพื่อนๆภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกลทุกคน ที่คอยให้กำลังใจ และช่วยเหลือมาตลอด และขอบคุณที่เป่า บุคคลที่คอยให้คำปรึกษา และหยิบยื่น อุปกรณ์หลายๆอย่าง

ขอกราบของพระคุณ บิดา มารดา อันเป็นที่เคารพยิ่งซึ่งได้เลี้ยงดูพร้อมทั้งให้โอกาสทางการ ศึกษาอย่างเต็มที่ และยังให้กำลังใจอย่างเสมอมาในทุกๆด้านอันหาที่เปรียบไม่ได้

สุดท้ายนี้ขอกราบขอบพระคุณภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกลสถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้า เจ้าคุณทหารลาดกระบังที่ให้โอกาสผู้จัดทำปริญญาานิพนธ์เข้ามารับการศึกษา และทำการทดลองที่ ภาควิชาแห่งนี้ คุณค่า และประโยชน์อันพึงมีจากปริญญาานิพนธ์ฉบับนี้ คณะผู้จัดทำขอขอบแต่ผู้มี พระคุณทุกท่าน ขออำนาจคุณพระศรีรัตนตรัยอำนวยการพรความสุขสวัสดิ์จงมีแต่ทุกท่าน

นายกัตติญญ มหันตคุณ  
นายจิรวุฒน์ เชียงทอง  
นายจิรวุฒน์ มณีรัตน์

# สารบัญ

|                                                                       | หน้า     |
|-----------------------------------------------------------------------|----------|
| บทคัดย่อภาษาไทย.....                                                  | I        |
| บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....                                               | II       |
| กิตติกรรมประกาศ.....                                                  | III      |
| สารบัญ.....                                                           | IV       |
| สารบัญตาราง.....                                                      | X        |
| สารบัญรูป.....                                                        | XI       |
| คำย่อและสัญลักษณ์.....                                                | XIV      |
| <b>บทที่ 1 บทนำ.....</b>                                              | <b>1</b> |
| 1.1 ที่มาและความสำคัญ.....                                            | 1        |
| 1.2 ความมุ่งหมายและวัตถุประสงค์ของการศึกษา.....                       | 2        |
| 1.3 ผลที่คาดว่าจะได้รับ.....                                          | 2        |
| 1.4 ขอบเขตการศึกษา.....                                               | 2        |
| 1.5 ขั้นตอนการดำเนินงาน.....                                          | 2        |
| <b>บทที่ 2 วรรณกรรมปริทัศน์และทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง.....</b>             | <b>3</b> |
| 2.1 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....                                        | 3        |
| 2.2 เครื่องยนต์กังหันก๊าซ (Gas turbine).....                          | 3        |
| 2.3 ประสิทธิภาพคอมเพรสเซอร์.....                                      | 6        |
| 2.4 สมบัติของก๊าซตามหลักอุณหพลศาสตร์.....                             | 6        |
| 2.4.1 กฎข้อที่หนึ่งทางอุณหพลศาสตร์ (First Law of Thermodynamics)..... | 7        |
| 2.4.1.1 พลังงานภายในของระบบ (U).....                                  | 7        |
| 2.4.1.2 พลังงานจลน์ (KE).....                                         | 7        |
| 2.4.1.3 พลังงานศักย์ (PE).....                                        | 7        |
| 2.4.1.4 การเปลี่ยนแปลงพลังงานทั้งหมดของระบบ.....                      | 7        |
| 2.4.2 กฎข้อที่สองทางอุณหพลศาสตร์ (Second Law of Thermodynamics)....   | 8        |
| 2.4.2.1 เอนโทรปี (Entropy,S).....                                     | 8        |

## สารบัญ(ต่อ)

|                                                                                               | หน้า |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------|------|
| 2.4.2.2 เอนทัลปี (Enthalpy, H) .....                                                          | 8    |
| 2.4.3 ความร้อนจำเพาะ (Specific heat).....                                                     | 9    |
| 2.4.3.1 ความร้อนจำเพาะที่ปริมาตรคงที่ ( $C_v$ ) .....                                         | 10   |
| 2.4.3.2 ความร้อนจำเพาะที่ความดันคงที่ ( $C_p$ ).....                                          | 10   |
| 2.4.3.3 อัตราส่วนความร้อนจำเพาะ (Specific heat ratio, $k$ ).....                              | 10   |
| 2.4.4 สมการสถานะของแก๊สอุดมคติ (Equation of State) .....                                      | 10   |
| 2.4.5 ค่าคงที่ของแก๊ส (R).....                                                                | 11   |
| 2.4.6 แฟกเตอร์สภาพอัดตัวได้ (Compressibility Factor ,Z) .....                                 | 12   |
| 2.5 กลศาสตร์ของไหล (Fluid Mechanic).....                                                      | 12   |
| 2.5.1 ความหนาแน่น (Density, $\rho$ ).....                                                     | 12   |
| 2.5.2 ความหนืด (Viscosity).....                                                               | 12   |
| 2.5.3 ความหนืดจลน์ (Kinematic viscosity, $\nu$ ).....                                         | 12   |
| 2.5.4 มอดูลัสเชิงปริมาตร (Bulk modulus , $E_v$ ).....                                         | 13   |
| 2.5.5 ความเร็วเสียง (Speed of sound , $c$ ) .....                                             | 14   |
| 2.5.6 เลขมัค (Ma).....                                                                        | 14   |
| 2.5.7 สมบัติของของไหล .....                                                                   | 14   |
| 2.5.8 สมการแบร์นูลลี (Bernoulli equation) .....                                               | 15   |
| 2.5.9 กฎทรงมวล .....                                                                          | 16   |
| 2.5.10 ความดันสถิตยส์แตกเนชัน และพลศาสตร์ (Static, Stagnation and<br>Dynamic Pressures) ..... | 17   |
| 2.5.10.1 ความดันสถิตย (static pressure) .....                                                 | 17   |
| 2.5.10.2 ความดันสแตกเนชัน (stagnation pressure) .....                                         | 18   |
| 2.5.10.2.1 กรณีของไหลแบบอัดตัวไม่ได้ (Incompressible<br>Fluid) .....                          | 18   |
| 2.5.10.2.2 กรณีของไหลแบบอัดตัวได้ (compressible Fluid) .....                                  | 19   |
| 2.5.11 การไหลในท่อ (Flow in pipe) .....                                                       | 20   |

## สารบัญ(ต่อ)

|                                                            | หน้า |
|------------------------------------------------------------|------|
| 2.5.11.1 ลักษณะทั่วไปของการไหลในท่อ.....                   | 20   |
| 2.5.11.2 การไหลไม่เต็มท่อในบริเวณปากทางเข้าท่อ .....       | 20   |
| 2.5.12 Reynolds number (Re) .....                          | 21   |
| 2.5.13 Head loss .....                                     | 21   |
| 2.5.13.1 HEAD LOSS หลัก (Major head loss).....             | 22   |
| 2.5.13.2 HEAD LOSS เสี้ยวรอง (Minor head loss).....        | 22   |
| 2.6 อุปกรณ์การวัด .....                                    | 23   |
| 2.6.1 U-Tube Manometer .....                               | 23   |
| 2.6.2 ท่อปีโต (Pitot tube) .....                           | 25   |
| 2.6.3 เกจวัดความดัน .....                                  | 25   |
| 2.6.4 เทอร์โมคัปเปิล .....                                 | 26   |
| 2.7 กำลังเพลลาเครื่องยนต์ .....                            | 27   |
| 2.8 เพลลา .....                                            | 27   |
| 2.8.1 วัสดุเพลลา .....                                     | 27   |
| 2.8.2 ความเค้นที่เกิดขึ้นบนเพลลา .....                     | 27   |
| 2.8.2.1 ความเค้น (Stress, $\sigma$ ) .....                 | 27   |
| 2.8.2.2 ความเค้นเฉือน (Shear stress, $\tau$ ) .....        | 28   |
| 2.8.3 ทฤษฎีตามหลัก DE-Goodman .....                        | 28   |
| 2.8.4 ความเร็ววิกฤตของเพลลา .....                          | 28   |
| 2.8.5 ระยะงอตัวของเพลลา .....                              | 29   |
| 2.8.5.1 สัมประสิทธิ์ที่มีอิทธิพลต่อระยะงอตัวของเพลลา ..... | 29   |
| 2.8.6 ทฤษฎีของ Castigliano's .....                         | 29   |
| 2.8.7 ขีดจำกัดความล้าของวัสดุ .....                        | 30   |
| 2.9 โรลลิ่งแบร์ริง (Rolling bearing) .....                 | 30   |
| 2.9.1 ชนิดของแบร์ริง .....                                 | 32   |
| 2.9.2 อายุการใช้งานของแบร์ริง .....                        | 33   |

## สารบัญ(ต่อ)

|                                                                | หน้า      |
|----------------------------------------------------------------|-----------|
| 2.9.3 การประเมินค่าอายุการใช้งานและแรง .....                   | 34        |
| 2.9.4 แรงสมมูล.....                                            | 35        |
| 2.10 สายพานแบบพื้นเฟือง .....                                  | 36        |
| 2.10.1 การคำนวณอัตราทดสายพาน.....                              | 37        |
| 2.10.2 การคำนวณความยาวของสายพาน.....                           | 37        |
| 2.11 โพลียูรีเทนโฟม (Polyurethane Foam).....                   | 37        |
| <b>บทที่ 3 การออกแบบโครงสร้างและการคำนวณระบบส่งกำลัง .....</b> | <b>40</b> |
| 3.1 หลักการออกแบบ .....                                        | 40        |
| 3.2 ชิ้นส่วนรองรับคอมเพรสเซอร์ .....                           | 41        |
| 3.2.1 ตัวปรับระดับเพลลา .....                                  | 42        |
| 3.2.2 ฐานรองรับคอมเพรสเซอร์ .....                              | 42        |
| 3.2.3 ตัวปรับระดับเพลลาพร้อมกับรางเลื่อน .....                 | 43        |
| 3.2.4 ชุดรองรับแบริ่ง .....                                    | 43        |
| 3.3 การออกแบบการส่งกำลัง.....                                  | 44        |
| 3.3.1 จำนวนขนาดต้นกำลัง .....                                  | 44        |
| 3.3.2 อุปกรณ์ส่งกำลัง .....                                    | 45        |
| 3.3.2.1 เลือกอัตราทดสายพาน .....                               | 45        |
| 3.3.2.2 เลือกกำลังที่ต้องส่ง .....                             | 46        |
| 3.3.3 เพลลา .....                                              | 47        |
| 3.3.3.1 การหาขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเพลลา.....                   | 47        |
| 3.3.3.2 การหาความเร็ววิกฤตของเพลลา.....                        | 50        |
| 3.3.4 แบริ่ง.....                                              | 51        |
| 3.3.4.1 แบริ่งรองรับล้อสายพาน .....                            | 51        |
| 3.3.4.2 แบริ่งรองรับเพลลาของเครื่องคอมเพรสเซอร์.....           | 52        |

### VII

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## สารบัญ(ต่อ)

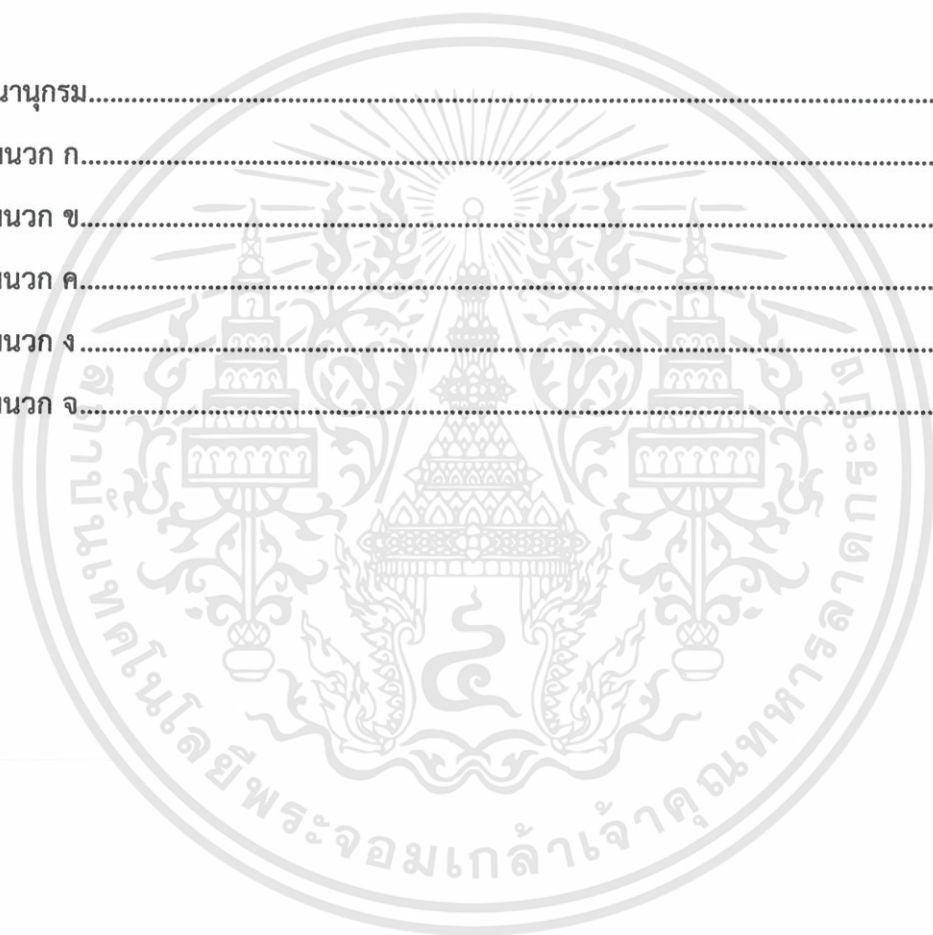
|                                                                       | หน้า      |
|-----------------------------------------------------------------------|-----------|
| <b>บทที่ 4 การวิเคราะห์ระบบท่อและผลการคำนวณ</b> .....                 | <b>53</b> |
| 4.1 สัญญาณป้อนกลับจากเซนเซอร์รับแรง.....                              | 53        |
| 4.1.1 การสร้างแบบจำลอง.....                                           | 53        |
| 4.1.2 การสร้างเมช (mesh) .....                                        | 54        |
| 4.1.3 การกำหนดเงื่อนไขขอบเขต.....                                     | 54        |
| 4.1.4 กรณีศึกษา .....                                                 | 57        |
| 4.2 ผลการคำนวณขนาดท่อ.....                                            | 57        |
| 4.2.1 การหาจำนวนเมช (mesh) ที่เหมาะสม.....                            | 57        |
| 4.2.2 ผลการจำลองช่วงที่ 1 .....                                       | 58        |
| 4.2.3 ผลการจำลองช่วงที่ 2 .....                                       | 59        |
| 4.2.4 ผลการจำลองช่วงที่ 3 ที่ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ 125 mm ..... | 60        |
| 4.2.5 ผลของการจำลองแบบขั้นแรก.....                                    | 62        |
| 4.2.6 ผลการจำลองของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของข้อต่อลดเป็น 100 mm .....  | 62        |
| 4.2.7 ผลการจำลองของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของข้อต่อลดเป็น 80 mm.....    | 64        |
| 4.2.8 ผลการจำลองของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของข้อต่อลดเป็น 65 mm.....    | 66        |
| 4.2.9 ผลการเปรียบเทียบระหว่างท่อที่มีข้อต่อลดกับไม่มี.....            | 69        |
| <b>บทที่ 5 การผลิตโครงสร้างและช่องการไหล</b> .....                    | <b>70</b> |
| 5.1 การผลิตโครงสร้าง .....                                            | 70        |
| 5.2 การผลิตช่องการไหล.....                                            | 70        |
| 5.2.1 ออกแบบ และจัดเตรียมการสร้างแม่พิมพ์ .....                       | 71        |
| 5.2.2 สร้างแม่พิมพ์ และเตรียมพื้นผิวสำหรับขึ้นรูปไฟเบอร์กลาส .....    | 72        |
| 5.2.2.1 วัสดุอุปกรณ์.....                                             | 72        |
| 5.2.2.2 ขั้นตอนสร้างแม่พิมพ์ .....                                    | 74        |

### VIII

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## สารบัญ(ต่อ)

|                                                        | หน้า |
|--------------------------------------------------------|------|
| บทที่ 6 ปัญหาในการดำเนินงาน และแนวทางการแก้ปัญหา ..... | 78   |
| 6.1 ปัญหาในการดำเนินงาน.....                           | 78   |
| 6.2 แนวทางการแก้ปัญหา.....                             | 80   |
| 6.2.1 ขั้นตอนการสร้างแม่พิมพ์แบบเก่า.....              | 80   |
| 6.2.2 ขั้นตอนการสร้างแม่พิมพ์แบบใหม่.....              | 81   |
| <br>                                                   |      |
| บรรณานุกรม.....                                        | 82   |
| ภาคผนวก ก.....                                         | 83   |
| ภาคผนวก ข.....                                         | 103  |
| ภาคผนวก ค.....                                         | 109  |
| ภาคผนวก ง.....                                         | 113  |
| ภาคผนวก จ.....                                         | 119  |



# สารบัญตาราง

| ตารางที่                                                          | หน้า |
|-------------------------------------------------------------------|------|
| 2.1 แสดงค่าความขรุขระของท่อ .....                                 | 22   |
| 3.1 สรุปลักษณะที่ใช้ในการหาค่าขีดจำกัดความล้าของเพลลา .....       | 49   |
| 4.1 ขนาดเบื้องต้นของแบบจำลอง .....                                | 53   |
| 4.2 เงื่อนไข และขอบเขต .....                                      | 55   |
| 4.3 ผลการคำนวณค่าต่างๆ ที่ปลายทางออก .....                        | 60   |
| 4.4 การเปรียบเทียบค่าต่างๆ ระหว่างท่อที่มีข้อต่อลัดกับไม่มี ..... | 69   |
| 5.1 วัสดุอุปกรณ์ที่ใช้ในการสร้างแม่พิมพ์ .....                    | 72   |



# สารบัญรูป

| รูปที่                                                                                                                                                                                                               | หน้า |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------|
| 1.1 เครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็ก .....                                                                                                                                                                              | 1    |
| 1.2 ขั้นตอนการดำเนินงาน .....                                                                                                                                                                                        | 2    |
| 2.1 ตัวอย่างเครื่องยนต์กังหันก๊าซพื้นฐาน.....                                                                                                                                                                        | 3    |
| 2.2 ตัวอย่างภาพตัดขวางของเครื่องยนต์กังหันก๊าซ DH Goblin .....                                                                                                                                                       | 4    |
| 2.3 แผนภาพของกังหันก๊าซอุดมคติตามวัฏจักรอากาศพื้นฐาน .....                                                                                                                                                           | 5    |
| 2.4 ไดอะแกรมแสดงการอัดตัวตามกระบวนการไอเซนทรอปิก และกระบวนการจริง.....                                                                                                                                               | 6    |
| 2.5 การแตกแรงของการไหล .....                                                                                                                                                                                         | 15   |
| 2.6 ผังคอมเพรสเซอร์โดยที่ 1 แทนทางเข้า และ 2 แทนทางออก .....                                                                                                                                                         | 16   |
| 2.7 ของไหลเมื่อวิ่งในท่อผ่านเครื่องมือวัด.....                                                                                                                                                                       | 18   |
| 2.8 การวัดความดันของไหลในสภาวะสแตกเนชัน.....                                                                                                                                                                         | 18   |
| 2.9 ของไหลไหลในท่อที่ช่วงความยาวท่อต่างๆ .....                                                                                                                                                                       | 20   |
| 2.10 moody chart.....                                                                                                                                                                                                | 23   |
| 2.11 U-Tube Manometer.....                                                                                                                                                                                           | 24   |
| 2.12 pitot tube.....                                                                                                                                                                                                 | 25   |
| 2.13 เกจวัดความดัน .....                                                                                                                                                                                             | 26   |
| 2.14 เทอร์โมคัปเปิลแบบ K.....                                                                                                                                                                                        | 26   |
| 2.15 ช่วงการโค้งตัวที่ระยะต่างๆ.....                                                                                                                                                                                 | 29   |
| 2.16 ส่วนต่างๆของบอลเบริง .....                                                                                                                                                                                      | 31   |
| 2.17 บอลเบริงชนิดต่างๆ .....                                                                                                                                                                                         | 32   |
| 2.18 โรลเลอร์เบริงชนิดต่างๆ.....                                                                                                                                                                                     | 32   |
| 2.19 ล้อสายพานแบบฟันเฟือง.....                                                                                                                                                                                       | 36   |
| 2.20 ปฏิกิริยาของโทลูอินไดอะมีนทำปฏิกิริยากับฟอสจีนได้ผลิตภัณฑ์เป็นไดไอโซไซยานาตกับ<br>ไฮโดรคลอไรด์จากนั้นนำน้ำออกจากโมเลกุลโดยให้ทำปฏิกิริยากับคลอโรเบนซีนจะได้เป็น<br>โทลูอินไดไอโซไซยานาต( $C_9H_6N_2O_2$ ) ..... | 38   |
| 2.21 ไอโซเมอร์ของMDI .....                                                                                                                                                                                           | 38   |
| 2.22 ปฏิกิริยาการเกิดโพลียูรีเทนโฟม .....                                                                                                                                                                            | 39   |
| 3.1 โครงสร้างที่ออกแบบ.....                                                                                                                                                                                          | 40   |
| 3.2 โครงสร้างรองรับคอมเพรสเซอร์.....                                                                                                                                                                                 | 41   |
| 3.3 ตัวปรับระดับเพลลา.....                                                                                                                                                                                           | 42   |
| 3.4 ฐานรองรับคอมเพรสเซอร์.....                                                                                                                                                                                       | 42   |

## สารบัญญรูป(ต่อ)

| รูปที่                                                                                                                            | หน้า  |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------|
| 3.5 ตัวปรับระดับสายพาน และรางเลื่อน .....                                                                                         | 43    |
| 3.6 ชุดรองรับแบร็ง.....                                                                                                           | 43    |
| 3.7 เครื่องยนต์ต้นกำลังขนาด 6.99 KW.....                                                                                          | 44    |
| 3.8 ชุดทดกำลังสายพานแบบฟันเฟือง .....                                                                                             | 45    |
| 3.9 ล้อสายพานชนิด 80-8M-20 .....                                                                                                  | 46    |
| 3.10 ล้อสายพานชนิด 30-8M-20.....                                                                                                  | 46    |
| 3.11 เพลาของเครื่องคอมเพรสเซอร์.....                                                                                              | 48    |
| 3.12 แผนภาพโมเมนต์ตัด .....                                                                                                       | 49    |
| 3.13 เพลาของล้อสายพานแบบฟันเฟือง.....                                                                                             | 51    |
| 4.1 แบบจำลอง 3 มิติจากขนาดเบื้องต้น.....                                                                                          | 53    |
| 4.2 แบบจำลอง3มิติที่ได้ทำการสร้างเมชเพื่อใช้คำนวณ .....                                                                           | 54    |
| 4.3 ขอบเขตของท่อที่ใช้ในการคำนวณ.....                                                                                             | 56    |
| 4.4 ทิศทางการไหลในแบบต่างๆ ของทางเข้าในรูปแบบ 3 มิติและ 2 มิติ .....                                                              | 56    |
| 4.5 อธิบายเงื่อนไขของช่วงต่างๆ ที่ใช้คำนวณ .....                                                                                  | 57    |
| 4.6 ผลของการเปลี่ยนแปลงจำนวนเมชเนื่องจากความเร็ว .....                                                                            | 58    |
| 4.7 พฤติกรรมการกระจายความเร็วของของไหลในท่อที่ความยาว 100-500 mm .....                                                            | 58-59 |
| 4.8 การกระจายความเร็วของของไหลหลังมุมองศาที่ความยาว 1-10 m.....                                                                   | 60-61 |
| 4.9 แบบจำลอง3 มิติของท่อจากผลการจำลองขั้นแรก .....                                                                                | 62    |
| 4.10 การกระจายความเร็วของของไหลหลังมุมองศาเมื่อมีการลดขนาดท่อเหลือ 100 mm<br>ที่ความยาว 1-10 m.....                               | 63-64 |
| 4.11 การกระจายความเร็วของของไหลหลังมุมองศาเมื่อมีการลดขนาดท่อเหลือ 80 mm<br>ที่ความยาว 1-10 m.....                                | 64-65 |
| 4.12 การกระจายความเร็วของของไหลหลังมุมองศาเมื่อมีการลดขนาดท่อเหลือ 65 mm<br>ที่ความยาว 1-10 m.....                                | 66-67 |
| 4.13 แบบจำลอง 3มิติของท่อที่ขนาดความยาวก่อนมุม 90 องศาเท่ากับ 300 mm และ<br>ความยาวหลังมุม 90 องศาเท่ากับ 2 m.....                | 68    |
| 4.14 การกระจายความเร็วของของไหลในแบบจำลองที่ขนาดความยาวก่อนมุม 90องศา<br>เท่ากับ 300 mm และความยาวหลังมุม 90 องศาเท่ากับ 2 m..... | 69    |
| 5.1 โครงสร้างรองรับคอมเพรสเซอร์ที่ประกอบแล้ว .....                                                                                | 70    |
| 5.2 ชุดคอมเพรสเซอร์.....                                                                                                          | 71    |

## สารบัญรูป(ต่อ)

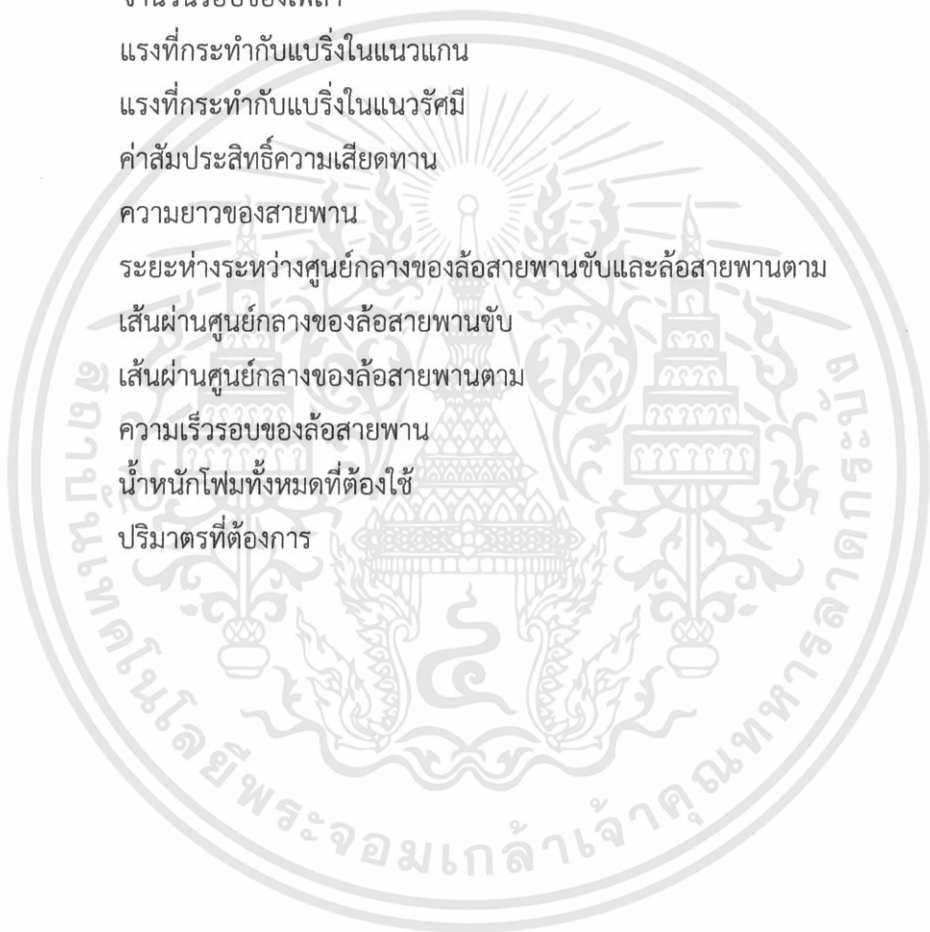
| รูปที่                                              | หน้า |
|-----------------------------------------------------|------|
| 5.3 ภาพตัดชุดคอมเพรสเซอร์ .....                     | 71   |
| 5.4 ช่องการไหลที่ถูกแบ่งชั้นส่วนออกเป็น 4 ชั้น..... | 71   |
| 5.5 ชั้นงานแต่ละชั้นที่ถูกแบ่งออกเป็น 4 ส่วน.....   | 72   |
| 5.6 แผ่นไม้ที่ตัดไว้ตามขนาด.....                    | 74   |
| 5.7 ลักษณะการจัดวางแผ่นไม้.....                     | 74   |
| 5.8 การตวงน้ำหนักโฟมตามที่ต้องการ.....              | 75   |
| 5.9 โฟมที่แข็งตัวขณะอยู่ในแบบไม้.....               | 75   |
| 5.10 โฟมที่แข็งตัวหลังจากถอดแผ่นไม้ออกแล้ว.....     | 75   |
| 5.11 โฟมขณะอยู่ในเครื่อง CNC.....                   | 76   |
| 5.12 โฟมที่ผ่านการ CNC แล้ว.....                    | 76   |
| 5.13 เตรียมพื้นผิวด้วยเรซิน หรือสีโปว.....          | 76   |
| 5.14 โฟมที่ผ่านการวัดขนาด.....                      | 77   |
| 5.15 โฟมที่นำมาประกอบกัน.....                       | 77   |
| 6.1 แม่พิมพ์ขึ้นนอกชั้นที่ 1.....                   | 78   |
| 6.2 แม่พิมพ์ขึ้นนอกชั้นที่ 2.....                   | 78   |
| 6.3 แม่พิมพ์ขึ้นในชั้นที่ 1.....                    | 79   |
| 6.4 แม่พิมพ์ขึ้นในชั้นที่ 2.....                    | 79   |
| 6.5 ขั้นตอนการทำแม่พิมพ์แบบเก่า.....                | 80   |
| 6.6 ขั้นตอนการทำแม่พิมพ์แบบใหม่.....                | 81   |

## สัญลักษณ์

|           |                                                            |
|-----------|------------------------------------------------------------|
| $w_c$     | งานของคอมเพรสเซอร์                                         |
| $V_1$     | ความเร็วของอากาศที่ทางเข้าคอมเพรสเซอร์                     |
| $V_2$     | ความเร็วของอากาศที่ทางออกจากคอมเพรสเซอร์                   |
| $h_1$     | เอนทัลปีของอากาศที่ทางเข้าคอมเพรสเซอร์                     |
| $h_2$     | เอนทัลปีของอากาศที่ทางออกจากคอมเพรสเซอร์                   |
| $h_{o1}$  | เอนทัลปีของอากาศที่ทางเข้าคอมเพรสเซอร์ที่สภาวะสแตกเนชั่น   |
| $h_{o2}$  | เอนทัลปีของอากาศที่ทางออกจากคอมเพรสเซอร์ที่สภาวะสแตกเนชั่น |
| $c_p$     | ค่าความร้อนจำเพาะที่ปริมาตรคงที่                           |
| $c_v$     | ค่าความร้อนจำเพาะที่ความดันคงที่                           |
| $T_{o1}$  | อุณหภูมิของอากาศที่ทางเข้าที่สภาวะสแตกเนชั่น               |
| $T_{o2}$  | อุณหภูมิของอากาศที่ทางออกที่สภาวะสแตกเนชั่น                |
| $\eta_c$  | ประสิทธิภาพของคอมเพรสเซอร์                                 |
| $h_{o2a}$ | เอนทัลปีของอากาศที่ทางออกตามกระบวนการจริง                  |
| $h_{o2i}$ | เอนทัลปีของอากาศที่ทางออกตามกระบวนการไอเซนทรอปิก           |
| $F$       | แรงที่มากกระทำ                                             |
| $P$       | ความดัน                                                    |
| $m$       | มวล                                                        |
| $u$       | พลังงานภายในจำเพาะ                                         |
| $Q$       | ความร้อน                                                   |
| $S$       | เอนโทรปี                                                   |
| $R$       | ค่าคงที่ของแก๊ส                                            |
| $\rho$    | ความหนาแน่นของแก๊ส                                         |
| $M$       | มวลโมเลกุล                                                 |
| $\tau$    | ความเค้นเฉือนที่กระทำในของไหล                              |
| $\mu$     | ความหนืดสัมบูรณ์ของของไหล                                  |
| $\nu$     | ความหนืดจลน์ของของไหล                                      |
| $E_v$     | มอดูลัสเชิงปริมาตร                                         |
| $c$       | ความเร็วเสียง                                              |
| $Ma$      | เลขมัค                                                     |
| $g$       | ความเร่งเนื่องจากความโน้มถ่วงของโลก                        |
| $h_s$     | Shaft work head                                            |

|               |                                           |
|---------------|-------------------------------------------|
| $h_L$         | Head loss                                 |
| $L_e$         | ระยะปากทางเข้า                            |
| $D$           | เส้นผ่านศูนย์กลางท่อ                      |
| $Re$          | Reynolds number                           |
| $K$           | สัมประสิทธิ์การสูญเสีย                    |
| $\varepsilon$ | Equivalent Roughness                      |
| $f$           | ตัวประกอบความเสียดทาน                     |
| $P_b$         | กำลังเพลาคูโรนยนต์                        |
| $T$           | แรงบิด                                    |
| $N$           | ความถี่รอบ                                |
| $\sigma_a$    | Alternating Stress                        |
| $\sigma_m$    | Mean Stress                               |
| $M_a$         | Alternating Moment                        |
| $M_m$         | Mean Moment                               |
| $K_f$         | Fatigue Stress Concentration Factor       |
| $\tau_a$      | Alternating Shear Stress                  |
| $\tau_m$      | Mean Shear Stress                         |
| $T_a$         | Alternating Torque                        |
| $T_m$         | Mean Torque                               |
| $K_{fs}$      | Fatigue Shear Stress Concentration Factor |
| $A$           | พื้นที่หน้าตัด                            |
| $\gamma$      | น้ำหนักจำเพาะ                             |
| $w_i$         | น้ำหนักที่ตำแหน่งต่างๆ                    |
| $y_i$         | ระยะโค้งตัวที่ตำแหน่งต่างๆ                |
| $F_i$         | แรงที่มากกระทำ                            |
| $U$           | Total strain energy                       |
| $K_a$         | Surface condition modification factor     |
| $K_b$         | Size modification factor                  |
| $K_c$         | Load modification factor                  |
| $K_d$         | Temperature modification factor           |
| $K_e$         | Reliability factor <sup>13</sup>          |
| $K_f$         | Miscellaneous-effects modification factor |
| $S'_e$        | Rotary-beam test specimen endurance limit |

|          |                                                        |
|----------|--------------------------------------------------------|
| $S_e$    | Endurance limit at the critical location               |
| $L_{10}$ | อายุการใช้งานจริงซึ่งมีหน่วยเป็นล้านรอบ                |
| $F_r$    | แรงในแนวรัศมี                                          |
| $F_a$    | แรงในแนวแกนหรือแรงรุน                                  |
| $X$      | ตัวประกอบแรงในแนวรัศมี                                 |
| $Y$      | ตัวประกอบแรงรุน                                        |
| $W_p$    | กำลังงาน                                               |
| $d$      | ขนาดรูสวมของแบริ่ง                                     |
| $n$      | จำนวนรอบของเพลลา                                       |
| $F_a$    | แรงที่กระทำกับแบริ่งในแนวแกน                           |
| $F_r$    | แรงที่กระทำกับแบริ่งในแนวรัศมี                         |
| $f$      | ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียหาย                             |
| $L$      | ความยาวของสายพาน                                       |
| $C$      | ระยะห่างระหว่างศูนย์กลางของล้อสายพานขับและล้อสายพานตาม |
| $D_p$    | เส้นผ่านศูนย์กลางของล้อสายพานขับ                       |
| $d_p$    | เส้นผ่านศูนย์กลางของล้อสายพานตาม                       |
| $\omega$ | ความเร็วรอบของล้อสายพาน                                |
| $m_{pu}$ | น้ำหนักโม่ทั้งหมดที่ต้องใช้                            |
| $V_d$    | ปริมาตรที่ต้องการ                                      |



# บทที่ 1

## บทนำ

### 1.1 ที่มาและความสำคัญ

ในปัจจุบันราคาของเชื้อเพลิงมีแนวโน้มสูงขึ้นเรื่อยๆ ดังนั้นจึงต้องมีการศึกษา และพัฒนา เครื่องยนต์ต้นกำลังที่มีประสิทธิภาพขึ้นมาใช้ ซึ่งเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็กที่ใช้เชื้อเพลิงชีวมวลก็เป็นอีกทางเลือกที่นำมาพัฒนาเพื่อใช้เป็นเครื่องต้นกำลังในชุมชน และในขณะเดียวกันทางภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกลได้มีความต้องการที่จะผลิตเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็กขึ้นมาทดแทนเครื่องเก่าที่มีอยู่แล้วแต่มีประสิทธิภาพที่ต่ำ เครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็กเครื่องเก่าจะแสดงในรูปที่ 1.1



รูปที่ 1.1 เครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็กเครื่องเก่า

เครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็กจะประกอบไปด้วยส่วนสำคัญคือ ส่วนของคอมเพรสเซอร์ ส่วนของห้องเผาไหม้ ส่วนอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน และส่วนของกังหัน ซึ่งในโครงการการวิจัยในครั้งนี้ส่วนของคอมเพรสเซอร์แบบแรงเหวี่ยงได้ถูกออกแบบภายใต้สภาวะการทำงานตามวัฏจักรเบรตันแล้วโดยทีมวิจัยแต่จำเป็นต้องมีการทดสอบโดยใช้ชุดทดสอบคอมเพรสเซอร์แบบแรงเหวี่ยงที่เหมาะสมกับอุปกรณ์ที่ได้ออกแบบ เนื่องจากทางทีมวิจัยยังไม่ได้ออกแบบและสร้างอุปกรณ์ในส่วนอื่นๆของเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็ก จึงไม่สามารถนำไปทดสอบได้ในสภาวะการทำงานจริง ประกอบกับแหล่งทดสอบสมรรถนะคอมเพรสเซอร์แบบแรงเหวี่ยงในประเทศไทยยังหาได้ยาก มีราคาสูงในการทดสอบแต่ละครั้ง และมีข้อจำกัดในเรื่องของขนาดและรูปร่าง ด้วยเหตุผลดังกล่าวนี้จึงจำเป็นต้องออกแบบชุดทดสอบคอมเพรสเซอร์แบบแรงเหวี่ยงนี้ เพื่อยืนยันผลของการออกแบบโดยเป็นไปตามเงื่อนไขการออกแบบที่ตั้งไว้ และเป็นแนวทางในการสร้างชุดทดสอบสมรรถนะคอมเพรสเซอร์ที่ให้ผลการทดสอบที่มีความน่าเชื่อถือได้

### 1.2 ความมุ่งหมายและวัตถุประสงค์ของการศึกษา

1.2.1 ศึกษาหลักการทำงานของคอมเพรสเซอร์เพื่อใช้ในการออกแบบชุดทดสอบ

1.2.2 ออกแบบชุดทดสอบสมรรถนะคอมเพรสเซอร์ที่สามารถใช้ได้กับคอมเพรสเซอร์แบบแรงเหวี่ยงได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 1.3 ผลที่คาดว่าจะได้รับ

1.3.1 ได้ศึกษาการไหลของอากาศภายในท่อโดยการจำลองด้วยวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ

1.3.2 สามารถออกแบบชุดทดสอบสมรรถนะคอมเพรสเซอร์ที่เชื่อถือได้

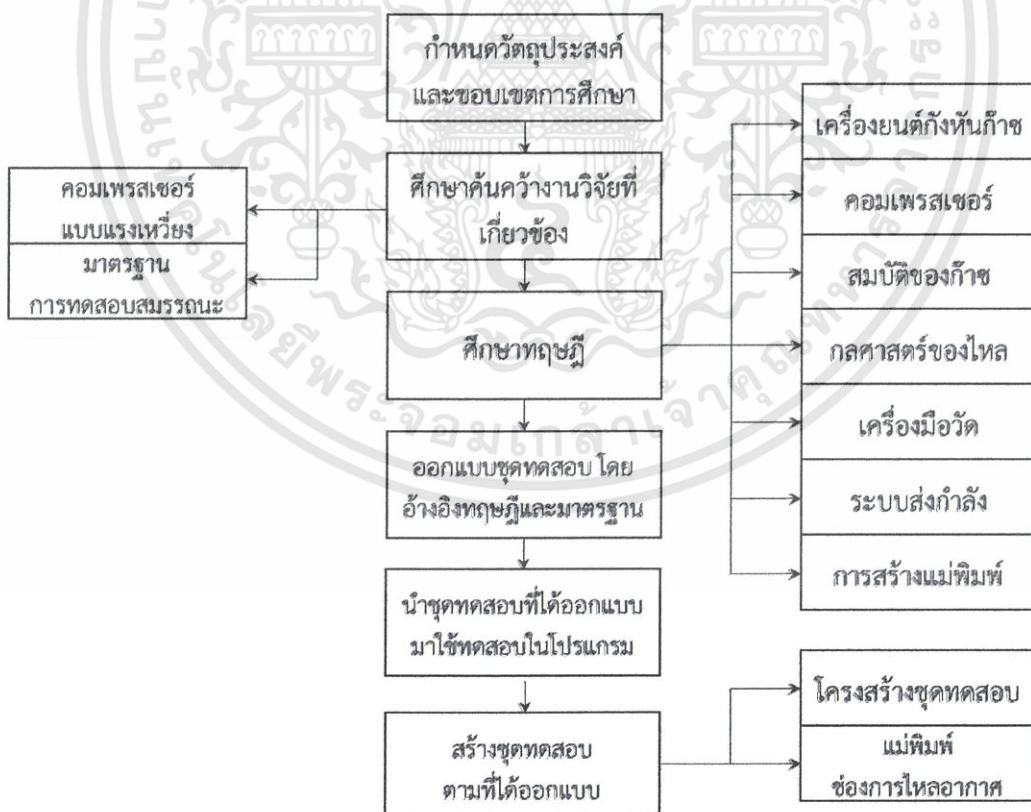
1.3.3 ผู้ศึกษามีความรู้ความเข้าใจในหลักการทำงานของคอมเพรสเซอร์ในเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็ก

### 1.4 ขอบเขตการศึกษา

โครงการวิจัยนี้เป็นการออกแบบชุดทดสอบสมรรถนะคอมเพรสเซอร์ให้ทำงานได้ที่ 15,000 รอบต่อนาที โดยรวมถึงการออกแบบระบบส่งกำลัง จัดหาเครื่องมือวัดและตำแหน่งการวัดที่เหมาะสม โดยการใช้การจำลองด้วยวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณมาประกอบการออกแบบ และสร้างแม่พิมพ์ของช่องการไหลอากาศซึ่งใช้วัสดุเป็นไฟเบอร์กลาส

### 1.5 ขั้นตอนการดำเนินงาน

ในการศึกษาออกแบบชุดทดสอบสมรรถนะคอมเพรสเซอร์นี้จำเป็นต้องมีการวางแผนและกำหนดระยะเวลาในการดำเนินงานดังรูปที่ 1.2



รูปที่ 1.2 ขั้นตอนการดำเนินงาน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## บทที่ 2

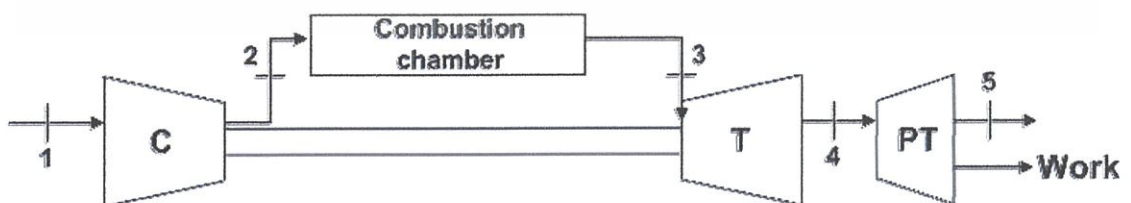
# วรรณกรรมปริทัศน์และทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

### 2.1 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

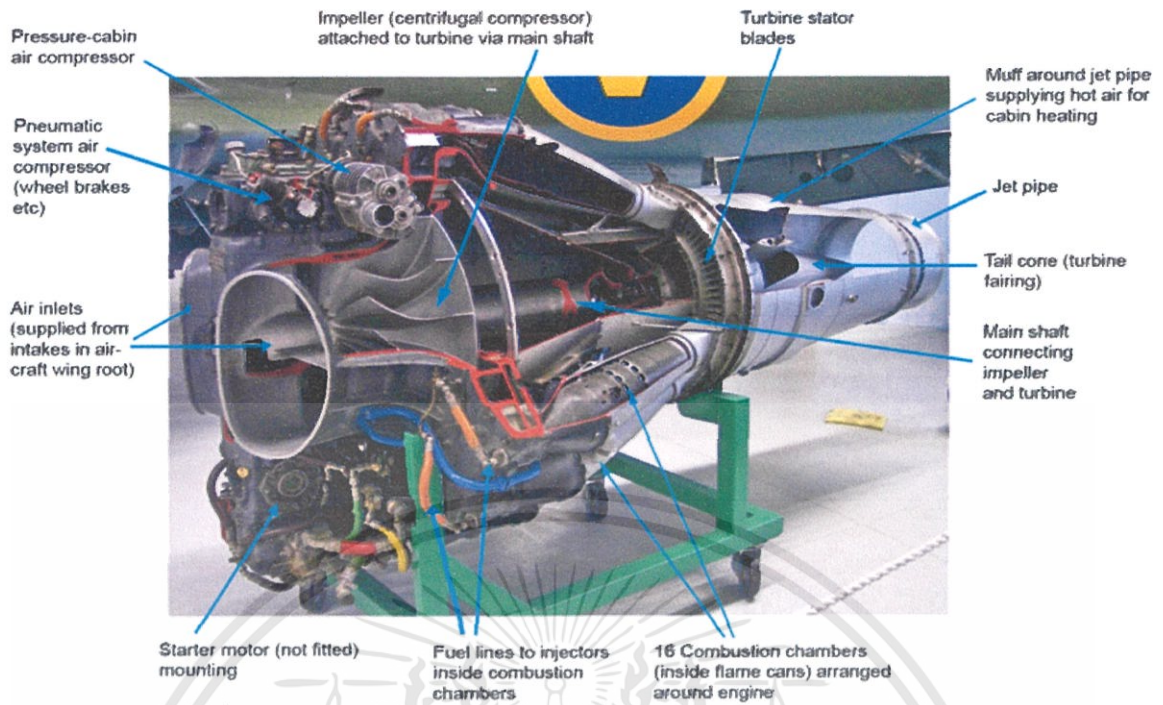
จากงานวิจัยของ M. Zangeneh และคณะ [5] ที่ได้ทำการหารูปทรงของใบพัดด้วยวิธี Optimization ร่วมกับการวิเคราะห์ทาง CFD โดย M. Schleer และคณะ [6] ได้สร้างชุดทดสอบเพื่อยืนยันผลการออกแบบของ M. Zangeneh พบว่าใบพัดที่ของ M. Zangeneh นั้นมีสนามการไหลที่มีความสม่ำเสมอ และมีความสูญเสียต่ำเนื่องจากเกิดการไหลแบบหมุนวนน้อยส่งผลให้มีประสิทธิภาพสูงกว่าส่วนงานวิจัยของ N.A. Dimmock [7] ได้สร้างชุดทดสอบเพื่อใช้กับเครื่องบินโดยได้ทำการสำรวจเทคนิค และงานวิจัยต่าง เพื่อพัฒนาชุดทดสอบจนกลายเป็นชุดทดสอบเฉพาะของตัวเอง และได้บอกถึงจุดที่ยังเป็นปัญหาของงานวิจัยเหมือนกันคือความแม่นยำของจุดที่วัดซึ่งงานวิจัยนี้ให้ความสำคัญของการวัดในจุดที่เป็นสแตกเนชันมากกว่าสถิตย์ ส่วนงานวิจัยของ Jay M. Koch [8] ได้ทำการทดสอบคอมเพรสเซอร์ใบใหญ่กับใบเล็ก โดยการอ้างอิงมาตรฐานในการออกแบบ แล้วใช้ CFD ในการเปรียบเทียบซึ่งจากการเปรียบเทียบมีผลออกมาว่าขนาดของใบก็มีผลต่อความคลาดเคลื่อนเหมือนกันโดยทั้ง N.A. Dimmock และ Jay M. Koch ได้ใช้มาตรฐาน ASME PTC-10 [4] มาอ้างอิงในการออกแบบชุดทดสอบคอมเพรสเซอร์ ซึ่งมาตรฐานของ ASME ได้มีการกำหนดมาตรฐานของอุปกรณ์และวิธีในการวัดเพื่อนำค่าที่ได้จากการวัดมาคำนวณหาประสิทธิภาพของคอมเพรสเซอร์ ดังนั้นมาตรฐานของ ASME จึงสามารถนำมาประยุกต์ใช้กับงานวิจัยนี้ได้

### 2.2 เครื่องยนต์กังหันก๊าซ (Gas turbine)

เครื่องยนต์กังหันก๊าซเป็นเครื่องยนต์สันดาปภายในที่เปลี่ยนพลังงานเชื้อเพลิงเป็นพลังงานในรูปแบบอื่น ๆ เช่น พลังงานทางกล โดยเครื่องยนต์จะประกอบไปด้วยส่วนสำคัญดังนี้ คือ 1. คอมเพรสเซอร์ (Compressor) 2. ห้องเผาไหม้ (Combustion chamber) 3. กังหัน (Turbine)



รูปที่ 2.1 ตัวอย่างเครื่องยนต์กังหันก๊าซพื้นฐาน

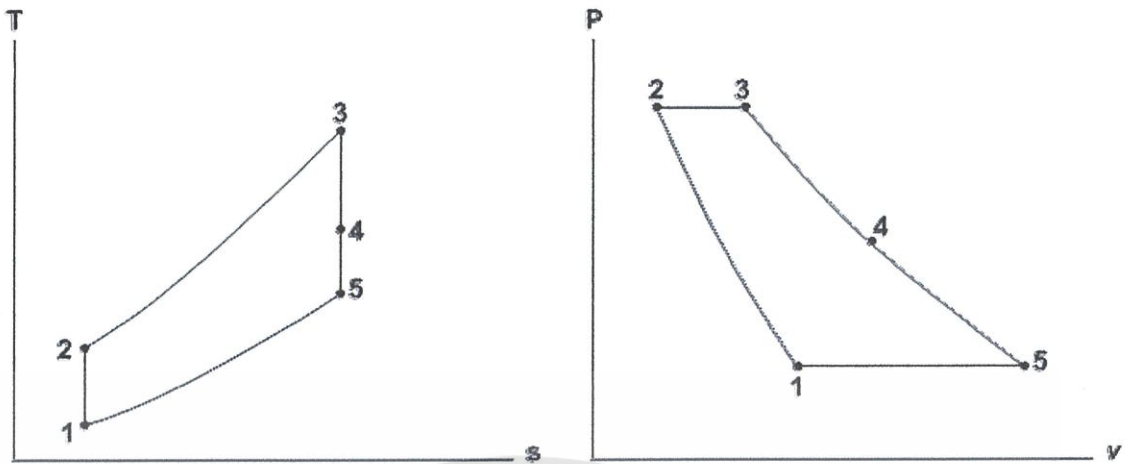


รูปที่ 2.2 ตัวอย่างภาพตัดขวางของเครื่องยนต์กังหันก๊าซ DH Goblin

โดยเครื่องยนต์กังหันก๊าซมีหลักการทำงานดังนี้

1. เริ่มจากคอมเพรสเซอร์จะอัดอากาศให้มีความดันสูงแล้วอากาศนั้นจะถูกส่งไปยังห้องเผาไหม้ต่อไป
2. จากนั้นที่บริเวณห้องเผาไหม้จะทำการเผาไหม้เชื้อเพลิงและอากาศที่ถูกอัดจากคอมเพรสเซอร์ทำให้เกิดเป็นไอร้อนที่มีความเร็วสูง ซึ่งจะส่งไปยังส่วนของกังหัน
3. ไอร้อนที่มาจากห้องเผาไหม้จะมาผลักดันกังหันให้หมุนซึ่งสามารถต่อเพลากังหันกับอุปกรณ์อื่นเพื่อไปใช้เป็นเครื่องต้นกำลังได้ เช่น ต่อกับเครื่องกำเนิดไฟฟ้าเพื่อใช้ในการผลิตกระแสไฟฟ้า เป็นต้น ส่วนของคอมเพรสเซอร์ (Compressor)

คอมเพรสเซอร์มีหน้าที่อัดอากาศจากภายนอกให้มีความดันสูงขึ้นก่อนที่จะส่งไปยังห้องเผาไหม้โดยในที่นี้พิจารณาวัฏจักรพื้นฐานมาตรฐานอากาศอุดมคติถูกกำหนดให้เป็นกระบวนการไอเซนทรอปิก ซึ่งจะมีกระบวนการทำงานเป็นไปตามรูป



รูปที่ 2.3 แผนภาพของกังหันก๊าซอุดมคติตามวัฏจักรอากาศพื้นฐาน

สำหรับกระบวนการไหลคงที่จะได้

$$q_{1-2} + h_1 + \frac{V_1^2}{2} = w_{1-2} + h_2 + \frac{V_2^2}{2} \quad (2.1)$$

กำหนดให้เป็นกระบวนการไอเซนทรอปิกไม่มีการสูญเสียความร้อน ( $q_{1-2} = 0$ ) จัดรูปสมการใหม่ได้

$$w_c = w_{1-2} = (h_2 + \frac{V_2^2}{2}) - (h_1 + \frac{V_1^2}{2}) \quad (2.2)$$

โดยที่

$w_c, w_{1-2}$  คือ งานของคอมเพรสเซอร์ (KJ)

$V_1$  คือ ความเร็วของอากาศที่ทางเข้าคอมเพรสเซอร์ (m/s)

$V_2$  คือ ความเร็วของอากาศที่ทางออกจากคอมเพรสเซอร์ (m/s)

$h_1$  คือ เอนทัลปีของอากาศที่ทางเข้าคอมเพรสเซอร์ (KJ/Kg)

$h_2$  คือ เอนทัลปีของอากาศที่ทางออกจากคอมเพรสเซอร์ (KJ/Kg)

หรือเขียนใหม่จะได้

$$w_c = w_{1-2} = h_{02} - h_{01} = c_p(T_{02} - T_{01}) \quad (2.3)$$

โดยที่

$h_{01}$  คือ เอนทัลปีของอากาศที่ทางเข้าคอมเพรสเซอร์ที่สภาวะสแตกเนชัน (KJ/Kg)

$h_{02}$  คือ เอนทัลปีของอากาศที่ทางออกจากคอมเพรสเซอร์ที่สภาวะสแตกเนชัน (KJ/Kg)

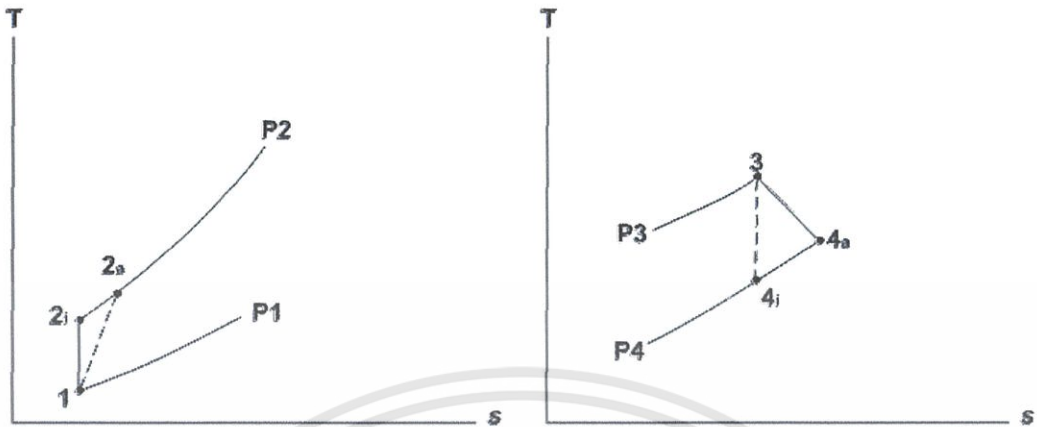
$c_p$  คือ ค่าความร้อนจำเพาะ (KJ/KgK)

$T_{01}$  คือ อุณหภูมิของอากาศที่ทางเข้าคอมเพรสเซอร์ที่สภาวะสแตกเนชัน (K)

$T_{02}$  คือ อุณหภูมิของอากาศที่ทางออกจากคอมเพรสเซอร์ที่สภาวะสแตกเนชัน (K)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## 2.3 ประสิทธิภาพคอมเพรสเซอร์



รูปที่ 2.4 ไดอะแกรมแสดงการอัดตัวตามกระบวนการไอเซนทรอปิก และกระบวนการจริง

จะมีความสัมพันธ์เป็น

$$\eta_c = \frac{h_{o2i} - h_{o1}}{h_{o2a} - h_{o1}} \quad (2.4)$$

จากสมการจะพบว่าประสิทธิภาพของคอมเพรสเซอร์จะเป็นอัตราส่วนของงานการอัดตามกระบวนการไอเซนทรอปิกต่องานการอัดตามกระบวนการจริง

โดยที่

$\eta_c$  คือ ประสิทธิภาพของคอมเพรสเซอร์

$h_{o2a}$  คือ เอนทัลปีของอากาศที่ทางออกจากคอมเพรสเซอร์ตามกระบวนการจริง (KJ/Kg)

$h_{o2i}$  คือ เอนทัลปีของอากาศที่ทางออกจากคอมเพรสเซอร์ตามกระบวนการไอเซนทรอปิก (KJ/Kg)

## 2.4 สมบัติของก๊าซตามหลักอุณหพลศาสตร์

งานทางกล (Mechanical Work) คืองานที่จัดเป็นงานกลประกอบไปด้วย งานเพลลา งานเนื่องจากการเปลี่ยนแปลงขอบเขตของระบบ ซึ่งแสดงในรูปของสมการ

$$\text{งานทางกล} = \int F ds = \int P dV \quad (2.5)$$

โดยที่

$F$  คือ แรงที่กระทำ

$ds$  คือ อัตราการเปลี่ยนแปลงของระยะทาง

$P$  คือ ความดัน

$dV$  คือ อัตราการเปลี่ยนแปลงของปริมาตร

### 2.4.1 กฎข้อที่หนึ่งทางอุณหพลศาสตร์ (First Law of Thermodynamics)

นิยามของกฎข้อที่หนึ่งหรือกฎการอนุรักษ์พลังงานคือ พลังงานสามารถเกิดการถ่ายโอนจากที่หนึ่งได้และเกิดการเปลี่ยนรูปได้แต่ไม่สามารถสร้างขึ้นใหม่หรือทำลายไปได้สามารถเขียนเป็นสมการสมดุลพลังงานได้ดังนี้

(พลังงานที่เข้าสู่ระบบ) - (พลังงานที่ออกจากระบบ) = (พลังงานของระบบที่เปลี่ยนแปลงไป)

$$E_{in}-E_{out}=\Delta E \quad (2.6)$$

#### 2.4.1.1 พลังงานภายในของระบบ (U)

การเปลี่ยนแปลงพลังงานภายในของระบบมีค่าเป็น

$$\Delta U=m(u_2-u_1) \quad (2.7)$$

โดยที่

$m$  คือ มวล (Kg)

$u$  คือ พลังงานภายในจำเพาะ (KJ/Kg)

#### 2.4.1.2 พลังงานจลน์ (KE)

พลังงานจลน์เป็นพลังงานที่เกี่ยวข้องกับการเคลื่อนที่ของระบบบดงั้น การเปลี่ยนแปลงพลังงานจลน์มีค่าเป็น

$$\Delta KE=\frac{1}{2}m(V_2^2-V_1^2) \quad (2.8)$$

โดยที่

$m$  คือ มวล (Kg)

$V$  คือ ความเร็ว (m/s)

#### 2.4.1.3 พลังงานศักย์(PE)

พลังงานศักย์เป็นพลังงานที่เกี่ยวข้องกับการเปลี่ยนระดับของระบบภายใต้แรงโน้มถ่วงของโลกดงั้น การเปลี่ยนแปลงพลังงานศักย์มีค่าเป็น

$$\Delta PE=mg(Z_2-Z_1) \quad (2.9)$$

โดยที่

$m$  คือ มวล (Kg)

$Z$  คือ ความสูง (m)

#### 2.4.1.4 การเปลี่ยนพลังงานทั้งหมดของระบบ

การเปลี่ยนพลังงานทั้งหมดของระบบมีค่า

$$\Delta E=\Delta U+\Delta PE+\Delta KE \quad (2.10)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อรวมสมการเข้าด้วยกันจะได้

$$E_{in}-E_{out} = \Delta U + \Delta PE + \Delta KE = Q \quad (2.11)$$

หรือเขียนอีกรูปจะได้

$$Q - W = m(u_2 - u_1) + \frac{1}{2} m(V_2^2 - V_1^2) + mg(Z_2 - Z_1) \quad (2.12)$$

โดยที่

$Q$  คือ ความร้อน (J)

$W$  คือ งาน (J)

สมการสมดุลพลังงานในรูปอัตราการถ่ายโอน และอัตราการเปลี่ยนแปลง เป็นดังนี้

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m} \left[ (h_2 - h_1) + \frac{(V_2^2 - V_1^2)}{2} + g(Z_2 - Z_1) \right] \quad (2.13)$$

โดยที่

$\dot{Q}$  คือ อัตราการถ่ายโอนความร้อน (Watt)

$\dot{W}$  คือ กำลังงาน (Watt)

#### 2.4.2 กฎข้อที่สองทางอุณหพลศาสตร์ (Second Law of Thermodynamics)

นิยามของกฎข้อที่สอง คือกฎที่บอกว่ากระบวนการของพลังงานจะดำเนินไปตามทิศทางที่แน่นอน ซึ่งสามารถอธิบายด้วย อสมการของ Clausius ดังนี้

$$\oint \frac{\delta Q}{T} \leq 0 \quad (2.14)$$

โดยสมการนี้จะใช้ได้กับทุกวัฏจักรทั้งผันกลับได้และผันกลับไม่ได้  
กรณีที่เป็นระบบแบบผันกลับได้

$$\oint \frac{\delta Q}{T} = 0 \quad (2.15)$$

สำหรับในกรณีที่เป็นวัฏจักรแบบผันกลับไม่ได้ เอมนี้จะมีค่าน้อยกว่าศูนย์

##### 2.4.2.1 เอนโทรปี (Entropy, S)

เป็นปริมาณที่บอกถึงความไม่เป็นระเบียบของระบบ ยิ่งระบบมีความไม่เป็นระเบียบสูง เอนโทรปีก็จะยิ่งมีค่าสูง แต่ถ้าระบบมีความไม่เป็นระเบียบน้อย เอนโทรปีก็จะยิ่งมีค่าต่ำ เราเขียนแทนด้วยสัญลักษณ์  $S$  มีความสัมพันธ์ดังนี้

$$dS = \left( \frac{\delta Q}{T} \right)_{rev} \quad (2.16)$$

โดยที่  $dS$  คือ อัตราการเปลี่ยนแปลงของเอนโทรปี เมื่อเราทำการอินทิเกรต จะได้

$$S_2 - S_1 = \int_1^2 \left( \frac{\delta Q}{T} \right)_{rev} = \int_1^2 dS \quad (2.17)$$

จากสมการ ถ้าเป็นกระบวนการแบบย้อนกลับได้และเป็นแอดิเยแบติก  $dS = 0$

ในกรณีเป็นกระบวนการแบบย้อนกลับได้ สามารถเขียนสมการได้ใหม่ ได้ดังนี้

$$\delta Q = TdS \quad (2.18)$$

และงานที่เกิดจากเปลี่ยนแปลงขอบเขตระบบ คือ

$$\delta W = PdV \quad (2.19)$$

จากสมการสมดุลพลังงาน

$$Q - W = dU + dPE + dKE \quad (2.20)$$

เมื่อกำหนดให้ไม่พิจารณาพลังงานศักย์ ( $dPE = 0$ ) และพลังงานจลน์ ( $dKE = 0$ ) จะได้สมการ

$$Q - W = dU \quad (2.21)$$

จากสมการข้างต้นเมื่อแทนค่า  $Q$  และ  $W$  ลงไป จะได้

$$TdS = dU + PdV \quad (2.22)$$

#### 2.4.2.2 เอนทัลปี (Enthalpy, $H$ )

ปริมาณความร้อนที่ผ่านเข้าหรือออกจากระบบในกระบวนการที่ความดันคงที่ ซึ่งเราเขียนแทนด้วยสัญลักษณ์  $H$

มีความสัมพันธ์ดังนี้

$$H = U + PV \quad (2.23)$$

หรือเขียนอีกแบบได้

$$h = u + pv \quad (2.24)$$

จากสมการข้างต้น ทำการหาอัตราการเปลี่ยนแปลงจะได้

$$dH = dU + PdV + VdP \quad (2.25)$$

นำสมการที่ได้ไปแทนสมการ  $TdS$  จะได้

$$TdS = dH - VdP \quad (2.26)$$

หรือ

$$Tds = dh - vdP \quad (2.27)$$

และสำหรับกระบวนการไอเซนโทรปิกเทอมของ  $dS = 0$  จากสมการที่ (2.26) สามารถลดรูปสมการได้ ดังนี้

$$dH = VdP \quad (2.28)$$

#### 2.4.3 ความร้อนจำเพาะ (Specific heat)

ปริมาณความร้อนที่ทำให้สารมวล 1 หน่วยมวลมีอุณหภูมิเปลี่ยนไป 1 องศา และความร้อนจำเพาะก่อนการเปลี่ยนสภาพมีค่าเท่ากับความร้อนจำเพาะหลังการเปลี่ยนสภาพซึ่งแบ่งเป็น 2 แบบ คือ ความร้อนจำเพาะที่ปริมาตรคงที่ ( $C_p$ ) และความร้อนจำเพาะที่ความดันคงที่ ( $C_p$ ) โดยปกติแล้ว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ความร้อนจำเพาะ  $C_p$  จะมีค่ามากกว่าค่าความร้อนจำเพาะ  $C_v$  เสมอ เนื่องจากในกระบวนการความดันคงที่ จะต้องการพลังงานส่วนหนึ่งเพื่อทำให้ระบบเกิดการขยายตัว แต่กระบวนการปริมาตรคงที่ไม่ต้องการพลังงานส่วนนี้

#### 2.4.3.1 ความร้อนจำเพาะที่ปริมาตรคงที่ ( $C_v$ )

ปริมาณความร้อนที่ทำให้สารมวล 1 หน่วยมวลมีอุณหภูมิเปลี่ยนไป 1 องศาตามกระบวนการปริมาตรคงที่ จะมีความสัมพันธ์ ดังนี้

$$C_v = \left( \frac{\partial u}{\partial T} \right) \quad (2.29)$$

#### 2.4.3.2 ความร้อนจำเพาะที่ความดันคงที่ ( $C_p$ )

ปริมาณความร้อนที่ทำให้สารมวล 1 หน่วยมวลมีอุณหภูมิเปลี่ยนไป 1 องศาตามกระบวนการความดันคงที่ จะมีความสัมพันธ์ ดังนี้

$$C_p = \left( \frac{\partial h}{\partial T} \right) \quad (2.30)$$

#### 2.4.3.3 อัตราส่วนความร้อนจำเพาะ (Specific heat ratio, $k$ )

เป็นอัตราส่วนระหว่างค่า  $C_p$  กับ  $C_v$  ซึ่งมีความสัมพันธ์ ดังนี้

$$k = \left( \frac{C_p}{C_v} \right) \quad (2.31)$$

โดยปกติแล้วค่า  $k$  สำหรับของแข็งและของเหลวจะมีค่าเป็น 1 เนื่องจาก  $C_p = C_v$  แต่สำหรับแก๊สอะตอมเดี่ยวมีค่า  $k$  คงที่เป็น 1.667 ส่วนแก๊สอื่นๆรวมทั้งอากาศมีค่า  $k$  ประมาณ 1.4 ที่อุณหภูมิห้อง

#### 2.4.4 สมการสถานะของแก๊สอุดมคติ (Equation of State)

เป็นสมการที่แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความดัน, อุณหภูมิและปริมาตรจำเพาะซึ่งมีความสัมพันธ์ดังนี้

$$P = \rho RT \quad (2.32)$$

$$Pv = RT \quad (2.33)$$

โดยที่

$R$  คือ ค่าคงที่ของแก๊ส (KJ/kgK)

$P$  คือ ความดันสัมบูรณ์ (Pa)

$T$  คือ อุณหภูมิสัมบูรณ์ (K)

$v$  คือ ปริมาตรจำเพาะ ( $m^3/Kg$ )

$\rho$  คือ ความหนาแน่นของแก๊ส ( $Kg/m^3$ )

### 2.4.5 ค่าคงที่ของแก๊ส (R)

ค่าคงที่ของแก๊ส (R) เป็นค่าเฉพาะตัวของแก๊สแต่ละชนิด ซึ่งมีความสัมพันธ์ดังต่อไปนี้

$$R = \left(\frac{\bar{R}}{M}\right) \quad (2.34)$$

โดยที่

$\bar{R}$  คือ ค่าคงที่สากลของแก๊ส (KJ/KmolK)

$M$  คือ มวลโมเลกุล (Kg/Kmol)

จากสมการความสัมพันธ์จะได้

$$d(Pv) = RdT \quad (2.35)$$

และจากสมการความสัมพันธ์ (2.24)

เมื่อทำการหาอัตราการเปลี่ยนแปลงและจัดรูปใหม่ จะได้

$$d(Pv) = dh - du \quad (2.36)$$

และนำสมการ  $d(Pv)$  มารวมกัน จะได้

$$RdT = dh - du \quad (2.37)$$

เมื่อแทน  $dh = C_p dT$  และ  $du = C_v dT$  ลงในสมการข้างต้นแล้วจัดรูปใหม่ จะได้

$$C_p - C_v = R \quad (2.38)$$

จากสมการข้างต้นเมื่อนำไปรวมกับสมการความสัมพันธ์ของอัตราส่วนความร้อนจำเพาะ ( $k$ ) แล้วจัดรูปใหม่ จะได้

$$C_p = \frac{kR}{k-1} \quad (2.39)$$

และสมการ

$$C_v = \frac{R}{k-1} \quad (2.40)$$

จากสมการ (2.27) เมื่อทำการจัดรูปใหม่ จะได้

$$ds = \frac{dh}{T} - \frac{vdP}{T} \quad (2.41)$$

หรือ

$$ds = \frac{dh}{T} - \frac{dP}{\rho T} \quad (2.42)$$

ทำการอินทิเกรต จะได้

$$s_2 - s_1 = \int_1^2 \left( \frac{dh}{T} - \frac{dP}{\rho T} \right) \quad (2.43)$$

เมื่อนำสมการ  $dh$  และสมการสถานะของแก๊สอุดมคติมาแทนลงในสมการจะได้

$$s_2 - s_1 = \int_1^2 \left( C_p \frac{dT}{T} \right) - \int_1^2 \left( \frac{RdP}{P} \right) \quad (2.44)$$

จัดรูปใหม่

$$s_2 - s_1 = C_p \ln \left( \frac{T_2}{T_1} \right) - R \ln \left( \frac{P_2}{P_1} \right) \quad (2.45)$$

นำสมการ  $C_p$  มาแทนลงในสมการข้างต้นจัดรูปใหม่ จะได้

$$\frac{s_2 - s_1}{R} = \frac{k}{k-1} \ln \left( \frac{T_2}{T_1} \right) - \ln \left( \frac{P_2}{P_1} \right) \quad (2.46)$$

ถ้าเป็นกระบวนการไอเซนทรอปิกการเปลี่ยนแปลงเอนโทรปีมีค่าเป็น 0 ( $\Delta S = 0$ ) จะได้สมการ

$$\frac{k}{k-1} \ln \left( \frac{T_2}{T_1} \right) = \ln \left( \frac{P_2}{P_1} \right) \quad (2.47)$$

จัดรูปใหม่ จะได้

$$\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (2.48)$$

จากสมการที่ (2.48) เป็นสมการที่นำไปใช้ในการเปรียบเทียบความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิกับความดันที่ทางเข้า และทางออกจากของคอมเพรสเซอร์

#### 2.4.6 แฟกเตอร์สภาพอัดตัวได้ (Compressibility Factor , Z)

เป็นสิ่งที่บอกได้ว่าแก๊สมีพฤติกรรมใกล้เคียงหรือแตกต่างจากแก๊สอุดมคติมากน้อยเพียงใด มีความสัมพันธ์ดังนี้

$$Z = \frac{v_{actual}}{v_{ideal}} = \frac{Pv}{RT} = \frac{P}{\rho RT} \quad (2.49)$$

จากสมการข้างต้น ถ้าเป็นแก๊สอุดมคติจะมี  $Z = 1$  แต่ถ้าเป็นแก๊สจริงจะมีพฤติกรรมเบี่ยงเบนไปจากแก๊สอุดมคติ คือ ค่า  $Z$  จะมีค่ามากหรือน้อยกว่า 1

### 2.5 กลศาสตร์ของไหล (Fluid Mechanics)

#### 2.5.1 ความหนาแน่น (Density, $\rho$ )

ปริมาณของมวลสารต่อหนึ่งหน่วยปริมาตรของของไหล โดยทั่วไปแล้วความหนาแน่นของแก๊สจะขึ้นอยู่กับอุณหภูมิและความดัน แต่สำหรับของเหลวความดันและอุณหภูมิมีผลต่อความหนาแน่นน้อยมาก ความสัมพันธ์ของความหนาแน่นเป็น

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (2.50)$$

โดยที่

$\rho$  คือ ความหนาแน่นของวัตถุ ( $\text{Kg}/\text{m}^3$ )

$m$  คือ มวลรวมของวัตถุ (Kg)

$V$  คือ ปริมาตรรวมของวัตถุ ( $\text{m}^3$ )

#### 2.5.2 ความหนืด (Viscosity)

สมบัติของของไหลที่ใช้ต้านทานต่อความเค้นเฉือนและเป็นแรงต้านทานต่อแรงเฉือน ความหนืดเป็นผลมาจากเมื่อของไหลมีการเคลื่อนที่ ทำให้มีแรงยึดเหนี่ยวระหว่างโมเลกุลและมีการแลกเปลี่ยนโมเมนตัมระหว่างโมเลกุลของของไหล จากกฎความหนืดของนิวตันพบว่า ความเค้นเฉือน ( $\tau$ ) เป็นสัดส่วนโดยตรงกับ Velocity gradient ( $du/dy$ ) จึงได้สมการดังนี้

$$\mu = \frac{\tau}{du/dy} \quad (2.51)$$

โดยที่

$\tau$  คือ ความเค้นเฉือนที่กระทำในของไหล (N/m)

$du/dy$  คือ Velocity gradient (rad/s)

$\mu$  คือ ความหนืดสัมบูรณ์ของของไหล (N.s/m<sup>2</sup>)

### 2.5.3 ความหนืดจลน์ (Kinematic viscosity, $\nu$ )

ความหนืดที่วัดการไหลภายใต้แรงโน้มถ่วงเป็นอัตราส่วนของความหนืดไดนามิก (Dynamic viscosity) ต่อความหนาแน่นของของเหลว ( $\rho$ ) เป็นไปตามสมการ ดังนี้

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (2.52)$$

### 2.5.4 มอดูลัสเชิงปริมาตร (Bulk modulus, $E_v$ )

การเปลี่ยนแปลงของปริมาตรสัมพัทธ์ของวัตถุที่มีการเปลี่ยนแปลงความดัน ซึ่งจำเป็นในการวัดความต้านทานของวัตถุที่มีการบีบอัดหรือ เป็นสมบัติที่ใช้บ่งบอกความสามารถในการยืดหยุ่นตัวของของไหลเป็นไปตามสมการดังนี้

$$E_v = -\frac{dp}{dV/V} \quad (2.53)$$

โดยที่

$dp$  คือ อัตราการเปลี่ยนแปลงของความดัน (Pa)

$dV$  คือ อัตราการเปลี่ยนแปลงของปริมาตร (m<sup>3</sup>)

$V$  คือ ปริมาตร (m<sup>3</sup>)

จากความสัมพันธ์  $m = \rho V$  เมื่อนำไปรวมกับสมการข้างต้น จะได้

$$E_v = \frac{dp}{d\rho/\rho} \quad (2.54)$$

สมการที่ได้ เรียกว่ามอดูลัสเชิงปริมาตรของสภาพยืดหยุ่น (Bulk modulus of elasticity)

ในกรณีกระบวนการอุณหภูมิคงตัว (isothermal process) จะมีความสัมพันธ์ดังนี้

$$\frac{p}{\rho} = \text{ค่าคงที่} \quad (2.55)$$

จากสมการข้างต้นเมื่อนำไปแทนในสมการ  $E_v$  จะได้

$$E_v = \rho \left( \frac{p}{\rho} \right) = p \quad (2.56)$$

ในกรณีกระบวนการไอเซนทรอปิก (isentropic process) จะมีความสัมพันธ์ดังนี้

$$\frac{p}{\rho^k} = \text{ค่าคงที่} \quad (2.57)$$

จากสมการข้างต้นเมื่อนำไปแทนในสมการ  $E_v$  จะได้

$$E_v = \rho \left( \frac{dp}{d\rho} \right) = \rho \left( \frac{kp}{\rho} \right) = kp \quad (2.58)$$

จากสมการที่ (2.56), (2.58) จะถูกนำไปใช้ในสมการหาความเร็วเสียง

### 2.5.5 ความเร็วเสียง (Speed of sound , $c$ )

ความเร็วเสียงในของไหลมีความสัมพันธ์กับการเปลี่ยนแปลงความดันซึ่งเป็นผลมาจากความหนาแน่นที่เปลี่ยนแปลงในของไหล ดังนี้

$$c = \sqrt{\frac{dp}{d\rho}} = \sqrt{\frac{E_v}{\rho}} \quad (2.59)$$

ในกรณีที่เป็นการกระบวนการไอเซนทรอปิก  $E_v = kp$  แทนค่าลงในสมการข้างต้น จะได้

$$c = \sqrt{\frac{kp}{\rho}} = \sqrt{kRT} \quad (2.60)$$

จากสมการที่ (2.59) , (2.60) จะถูกนำไปใช้ในสมการหาเลขมัคในหัวข้อที่ 2.4.6

### 2.5.6 เลขมัค ( $Ma$ )

อัตราส่วนของค่าความเร็วของของไหล ( $V$ ) ต่อความเร็วเสียง ( $c$ ) เขียนเป็นสมการได้ดังนี้

$$Ma = \frac{V}{c} \quad (2.61)$$

จากสมการ ถ้า  $Ma < 1$  เป็นการไหลที่ความเร็วใต้เสียง (subsonic flow) ในขณะเดียวกัน

ถ้า  $Ma > 1$  เป็นการไหลที่ความเร็วเหนือเสียง (supersonic flow)

### 2.5.7 สมบัติของของไหล

1. ของไหลที่อัดตัวไม่ได้ (Incompressible Fluid) หมายถึง ของไหลที่มีการเปลี่ยนแปลงของปริมาตรน้อยมากเมื่อความดันเปลี่ยนแปลง ซึ่งสามารถที่จะไม่คำนึงถึงการเปลี่ยนแปลงของปริมาตรได้หรือกล่าวอีกนัยหนึ่งว่าของไหลที่กอัดไม่ได้คือของไหลที่มีค่าความหนาแน่นคงที่หรือเปลี่ยนแปลงเพียงเล็กน้อยเมื่อความดันเปลี่ยนแปลงโดยทั่ว ๆ ไปถือว่าเป็นของไหลที่กอัดไม่ได้โดยปกติของไหลประเภทนี้คือ ของเหลวโดยทั่วไป สำหรับของไหลยุดตัวไม่ได้ที่อยู่นิ่งนั้นพบว่าความดันจะเปลี่ยนแปลงตามระยะความลึก  $h$  ซึ่งวัดจากผิวอิสระลงมา เป็นไปตามสมการดังนี้

$$P = P_0 + P_g \quad (2.62)$$

โดยที่

$$P_g = \rho gh \quad (2.63)$$

ในที่นี้  $P$  คือ ความดันสัมบูรณ์ (Pa)

$P_g$  คือ ความดันเกจที่จุดในของเหลวที่สนใจ (Pa)

$\rho$  คือ ความหนาแน่นของของเหลว ( $\text{Kg}/\text{m}^3$ )

$g$  คือ ความเร่งเนื่องจากความโน้มถ่วงของโลก ( $\text{m}/\text{s}^2$ )

$h$  คือ ระยะความลึกวัดจากผิวอิสระลงมาจนถึงจุดที่พิจารณา (m)

2. ของไหลที่อัดตัวได้ (Compressible Fluid) หมายถึง ของไหลชนิดที่มีปริมาตรเปลี่ยนแปลงไปมากเมื่อความดันเปลี่ยนแปลง หรือกล่าวอีกนัยหนึ่งว่าของไหลที่กอัดได้คือของไหลที่มีค่าความหนาแน่น

เปลี่ยนแปลงไปมากเมื่อความดันเปลี่ยนแปลงไป โดยปกติของไหลประเภทนี้ คือ ก๊าซและอากาศแต่มีข้อยกเว้นในกรณีของไหลอัดตัวได้เคลื่อนที่ ดังนี้

ถ้า  $Ma < 0.3$  จะพิจารณาว่าเป็นของไหลแบบอัดตัวไม่ได้ (Incompressible Flow)

$Ma > 0.3$  จะพิจารณาว่าเป็นของไหลแบบอัดตัวได้ (Compressible Flow)

### 2.5.8 สมการแบร์นูลลี (Bernoulli equation)

สมการสำหรับการไหลไปตามเส้นกระแสซึ่งบ่งบอกความสัมพันธ์ระหว่างเฮดความดัน ( $\frac{p_1}{\rho g}$ ) เฮดความเร็ว ( $\frac{V_1^2}{2g}$ ) และเฮดระดับความสูง ( $z$ ) ภายในสนามการไหล ภายใต้เงื่อนไขดังนี้

1. เป็นการไหลในสภาวะคงตัว
2. เป็นของไหลอัดตัวไม่ได้
3. ไม่คำนึงถึงผลของความหนืด
4. ของไหลมีความเร็วสม่ำเสมอตลอดหน้าตัดการไหล

เมื่อพิจารณาการเคลื่อนที่ของของไหลที่มีปริมาตร  $dV = Ad s$  ในทิศทาง  $s$  จากสมการการเคลื่อนที่จะได้



รูปที่ 2.5 การแตกแรงของของไหล

$$F_s + F_B = \frac{\partial}{\partial t} \int_{cv} V \rho dV + \int_{cs} V \rho \vec{V} \cdot \vec{n} dV \quad (2.64)$$

เนื่องจากการไหลแบบคงที่เทอม  $\frac{\partial}{\partial t} \int_{cv} V \rho dV = 0$  จะได้

$$[pA - (p + dp)A] - \rho g A ds \cos \theta = (V + dV) \rho VA - V \rho VA \quad (2.65)$$

$$-dp - \rho g ds \cos \theta = \rho V dV \quad (2.66)$$

กำหนดให้  $dz = ds \cos \theta$

$$\frac{1}{\rho} dp + V dV + g dz = 0 \quad (2.67)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ทำการอินทิเกรตทั้งสมการ จะได้

$$\int \frac{1}{\rho} dp + \frac{1}{2} V^2 + gz = C \quad (2.68)$$

โดยที่ C คือ ค่าคงที่ของการอินทิเกรต

สำหรับของไหลแบบอัดตัวไม่ได้ (Incompressible Fluid) จะพบว่าความหนาแน่นมีค่าคงที่จะได้สมการดังนี้

$$p + \frac{1}{2} \rho V^2 + \rho gz = \text{ค่าคงที่} \quad (2.69)$$

หรือ

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 \quad (2.70)$$

ขณะที่  $\frac{p_1}{\rho g}$  คือ เฮดความดัน (Pressure Head)

$\frac{V_1^2}{2g}$  คือ เฮดความเร็ว (Velocity Head)

$z$  คือ เฮดระดับความสูง (Elevation Head)

จากสมการที่ (2.70) จะถูกนำไปประยุกต์ใช้ในการคำนวณที่เกี่ยวข้องกับการพิจารณาการไหล 2 จุดที่ความดัน ความสูง และความเร็วของไหลที่แตกต่างกันแต่ของไหลนั้นจะต้องเป็นของไหลที่อัดตัวไม่ได้เท่านั้น

### 2.5.9 กฎทรงมวล

สมการกฎทรงมวลหรือสมการความต่อเนื่อง (Continuity equation) สามารถเขียนได้ในรูป

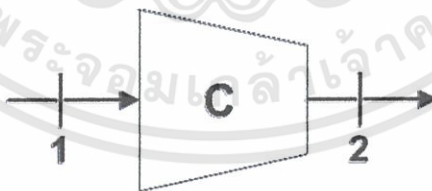
$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{cv} \rho dV + \int_{cs} \rho \vec{V} \cdot \vec{n} dA = 0 \quad (2.71)$$

จากสมการข้างต้น ถ้าเป็นกรณีการไหลในสภาวะคงตัว สามารถลดรูปได้

$$\int_{cs} \rho \vec{V} \cdot \vec{n} dA = 0 \quad (2.72)$$

ในขณะที่  $\vec{V} \cdot \vec{n} dA$  คือ ผลคูณระหว่างองค์ประกอบความเร็ว  $\vec{V}$  ที่ตั้งฉากกับพื้นที่ย่อย  $dA$

$\rho \vec{V} \cdot \vec{n} dA$  คือ อัตราการไหลโดยมวลผ่าน  $dA$



รูปที่ 2.6 ผังคอมเพรสเซอร์โดยที่ 1 แทนทางเข้า และ 2 แทนทางออก

จากสมการ  $\int_{cs} \rho \vec{V} \cdot \vec{n} dA$  เมื่อทำการอินทิเกรต จะได้

$$\rho_2 \vec{V}_2 A_2 - \rho_1 \vec{V}_1 A_1 = 0 \quad (2.73)$$

จัดรูปใหม่ จะได้

$$\rho_1 \vec{V}_1 A_1 = \rho_2 \vec{V}_2 A_2 \quad (2.74)$$

หรือ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \quad (2.75)$$

และในกรณีเป็นของไหลแบบอัดตัวไม่ได้ ( $\rho_1 = \rho_2$ ) จะได้

$$\vec{V}_1 A_1 = \vec{V}_2 A_2 \quad (2.76)$$

หรือ

$$Q_1 = Q_2 \quad (2.77)$$

ข้อเปรียบเทียบระหว่างสมการแบร์นูลลีกับสมการพลังงาน

จากสมการพลังงาน จะได้

$$Q_{cv} + W_{sh} = \dot{m} \left[ (u_2 - u_1) + \frac{p_2}{\rho} - \frac{p_1}{\rho} + \frac{(v_2^2 - v_1^2)}{2} + g(Z_2 - Z_1) \right] \quad (2.78)$$

เมื่อนำ  $\dot{m}$  มาหารทั้งสมการ จะได้

$$\frac{Q_{cv}}{\dot{m}} + \frac{W_{sh}}{\dot{m}} = \left[ (u_2 - u_1) + \frac{p_2}{\rho} - \frac{p_1}{\rho} + \frac{(v_2^2 - v_1^2)}{2} + g(Z_2 - Z_1) \right] \quad (2.79)$$

จัดรูปสมการใหม่ จะได้

$$\frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} + gZ_2 = \frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} + gZ_1 + w_{sh} - (u_2 - u_1 - q_{cv}) \quad (2.80)$$

ถ้ากำหนดให้  $(u_2 - u_1 - q_{cv}) = e_{loss}$  นำไปแทนลงในสมการ จะได้

$$\frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} + gZ_2 = \frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} + gZ_1 + w_{sh} - e_{loss} \quad (2.81)$$

จากสมการเมื่อหารด้วย  $g$  ทั้งสมการ ได้

$$\frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + Z_2 = \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} + Z_1 + \frac{w_{sh}}{g} - \frac{e_{loss}}{g} \quad (2.82)$$

ถ้ากำหนดให้  $h_s = \frac{w_{sh}}{g}$  และ  $h_L = \frac{e_{loss}}{g}$  แทนลงในสมการ จะได้

$$\frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + Z_2 = \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} + Z_1 + h_s - h_L \quad (2.83)$$

ขณะที่

$h_s$  คือ Shaft work head (m)

$h_L$  คือ Head loss (m)

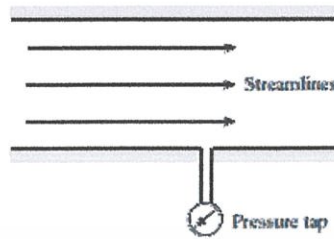
จากสมการที่ (2.83) เป็นสมการที่นำไปพิจารณาและวิเคราะห์การไหลในระบบท่อที่มีเสดสูญเสียจากระบบท่อ และระบบเพลลา

## 2.5.10 ความดันสถิตย์สถกเนชัน และพลศาสตร์ (Static , Stagnation and Dynamic Pressures)

### 2.5.10.1 ความดันสถิตย์ (Static pressure)

เป็นความดันทางอุณหพลศาสตร์ ( $p$ ) ที่ใช้ในสมการแบร์นูลลี ความดันสถิตย์เป็นความดันที่สามารถวัดได้โดยใช้เครื่องมือวัดซึ่งเคลื่อนที่ไปกับการไหล แต่การวัดชนิดนี้ทำได้ยาก และไม่เหมาะในการใช้งานจริง ความดันมีค่าคงที่ในทิศตั้งฉากกับแนวกระแส ดังนั้น เราสามารถวัดความดัน ณ บริเวณผนังโดยการเจาะรู ( $tap$ ) รูที่เจาะจะต้องมีขนาดเล็กและตั้งฉากกับผนังและต้องไม่มีร่องรอย

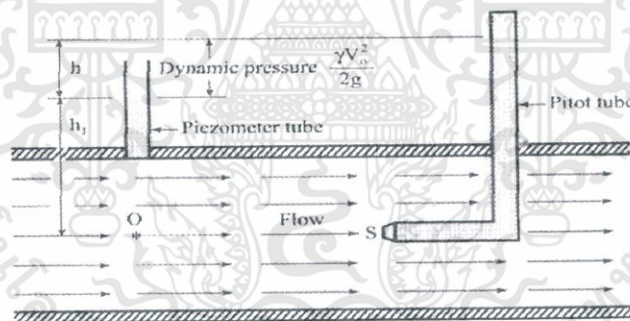
การเจาะใดๆที่รบกวนการไหลอย่างเด็ดขาดจึงสามารถวัดความดันสถิตยได้อย่างแม่นยำบริเวณการไหลซึ่งห่างจากผนังหรือบริเวณที่แนวกระแสมีลักษณะโค้ง



รูปที่ 2.7 ของไหลเมื่อวิ่งในท่อผ่านเครื่องมือวัด

### 2.5.10.2 ความดันสแตกเนชัน (Stagnation pressure)

จากการพิจารณาในหัวข้อที่ 2.4.7 อากาศสามารถเป็นได้ทั้งของไหลที่อัดตัวไม่ได้และของไหลอัดตัวได้ ดังนั้น ความดันสแตกเนชันจะแบ่งเป็น 2 ส่วนด้วยกันโดยความดันสแตกเนชันจะเป็นการวัดความดันเมื่อของไหลถูกลดความเร็วจนเป็นศูนย์โดยกระบวนการไม่มีความเสียดทานหรือความหนืด โดยไม่สนใจการคิดของการเปลี่ยนแปลงระดับ



รูปที่ 2.8 การวัดความดันของไหลในสภาวะสแตกเนชัน

#### 2.5.10.2.1 กรณีของไหลแบบอัดตัวไม่ได้ (Incompressible Fluid)

จากสมการแบร์นูลลีที่ (2.70)

เมื่อกำหนดให้  $V_2 = 0$  และ  $Z_2 = Z_1$  จะได้

$$p_0 = p_2 = p_1 + \frac{1}{2}\rho V_1^2 \quad (2.84)$$

โดยที่  $p_0$  คือ ความดันสแตกเนชัน (Pa)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 2.5.10.2 กรณีของไหลแบบอัดตัวได้ (compressible Fluid)

ไม่สามารถนำสมการแบร์นูลลีมาใช้ได้เนื่องจากสมการแบร์นูลลีใช้ได้กับของไหลแบบอัดตัวไม่ได้เท่านั้น ดังนั้นในกรณีของไหลแบบอัดตัวได้จะใช้สมการพลังงานมาคิด จะได้

พิจารณาเป็นกระบวนการไอเซนทรอปิก ( $\dot{Q} = 0$ )

จากสมการพลังงานที่ (2.13)

เมื่อกำหนดให้ที่สภาวะที่สแตกเนชัน มี  $V_2 = 0$ ,  $Z_2 = Z_1$  และสมมุติให้  $\dot{W} = 0$  จะได้

$$h_0 = h_2 = h_1 + \frac{1}{2}V_1^2 \quad (2.85)$$

โดยที่  $h_0$  คือ เอนทัลปีสแตกเนชัน (KJ/Kg)

จากสมการ เมื่อกำหนดให้  $h = c_p T$  แทนค่า จะได้

$$c_p T_0 = c_p T_1 + \frac{1}{2}V_1^2 \quad (2.86)$$

จัดรูปใหม่ จะได้

$$T_0 = T_1 + \frac{V_1^2}{2c_p} \quad (2.87)$$

โดยที่  $T_0$  คือ อุณหภูมิสแตกเนชัน (K)

เมื่อกำหนดให้  $T = T_1$  และ  $V = V_1$

$$\frac{T_0}{T} = 1 + \frac{V^2}{2c_p T} \quad (2.88)$$

และจากสมการ  $C_p = \frac{kR}{k-1}$  และ  $Ma = \frac{V}{c}$  นำไปแทนค่าสมการ จะได้

$$\frac{T_0}{T} = 1 + \left(\frac{k-1}{2}\right) Ma^2 \quad (2.89)$$

จากความสัมพันธ์

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (2.90)$$

กำหนดให้  $T = T_1$ ,  $P = P_1$ ,  $T_0 = T_2$ ,  $P_0 = P_2$  นำไปแทนในสมการ และจัดรูปใหม่ได้

$$\frac{P_0}{P} = \left(\frac{T_0}{T}\right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (2.91)$$

จากสมการข้างต้น นำไปแทนสมการความสัมพันธ์  $\frac{T_0}{T}$  จะได้

$$\frac{P_0}{P} = \left[1 + \left(\frac{k-1}{2}\right) Ma^2\right]^{\frac{k}{k-1}} \quad (2.92)$$

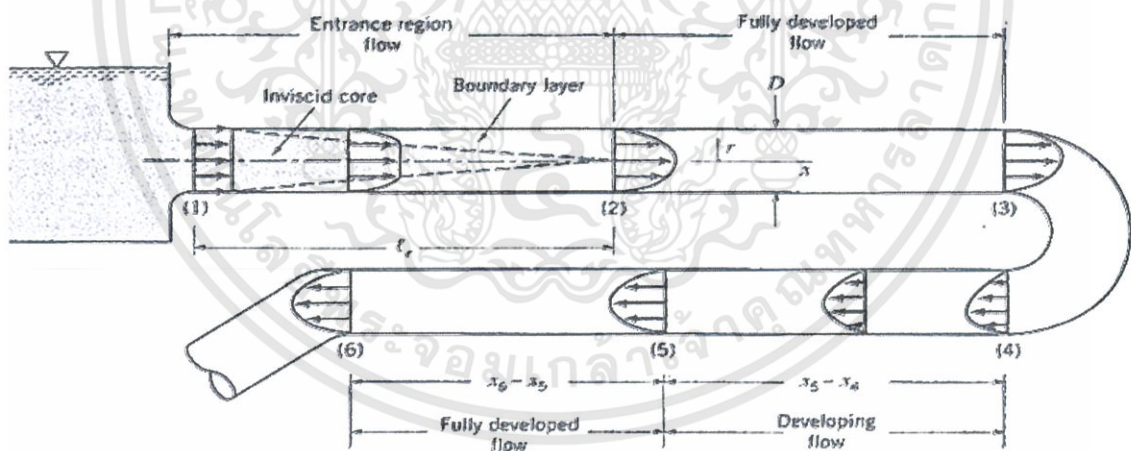
ในการวัดความดันสแตกเนชันควรพิจารณาในหัวข้อที่ 2.4.7 ให้ชัดเจนว่าอากาศที่ไหลอยู่ในท่อเป็นของไหลอัดตัวไม่ได้หรืออัดตัวได้ เนื่องจากเมื่อมาพิจารณาหาความดันสแตกเนชันจะมีความแตกต่างกันดังสมการที่ (2.84) และ (2.92) จากสมการทั้ง 2 จะเห็นได้ว่าถ้าเลือกใช้สมการไม่ตรงตามชนิดของไหลมีผลให้ค่าความดันที่วัดได้มีความผิดพลาดจากความเป็นจริง ดังนั้น ในการใช้สมการทั้ง 2 ควรใช้อย่างระมัดระวัง

### 2.5.11 การไหลในท่อ (Flow in pipe)

การไหลภายในท่อจากจุดหนึ่งไปยังอีกจุดหนึ่งได้นั้นจะต้องมีความดันที่แตกต่างกันระหว่างจุดทั้งสองของไหลจึงจะสามารถไหลผ่านท่อไปได้ โดยการไหลภายในท่อย่อมมีพลังงานที่สูญเสียภายในท่อซึ่งประกอบไปด้วยส่วนใหญ่มาก คือ เฮดสูญเสียหลัก (Major head loss) และเฮดสูญเสียรอง (Minor head loss)

#### 2.5.11.1 ลักษณะทั่วไปของการไหลในท่อ

ในกรณีที่ของไหลไหลเข้าท่อโดยการไหลเป็นแบบ Uniform flow ดังรูป ผลจากความหนืดบริเวณใกล้ผนังท่อจะเกิดความต้านทานต่อการไหล ทำให้เกิดชั้นขีตผิวในบริเวณใกล้กับผนังท่อนั้น ภายใต้ข้อสมมติฐานว่าไม่มีการสั่นไหลที่ผนังท่อ ณ ตำแหน่งใดตำแหน่งหนึ่งตามความยาวท่อในบริเวณใกล้ๆ ทางเข้าท่อนั้นพบว่าความเร็วเปลี่ยนแปลงกับระยะทางที่วัดในแนวตั้งฉากกับผนังท่อและเกิดความเค้นเฉือนกระทำต่อของไหลในทิศทางตรงกันข้ามกับการไหล และในบริเวณนี้ยังพบว่า Velocity Profile เปลี่ยนแปลงในทิศทางของการไหลด้วย โดยบริเวณดังกล่าวเรียกว่า บริเวณปากทางเข้า (Entrance region) เมื่อของไหลไหลผ่านบริเวณปากทางเข้าความเร็วจะไม่ขึ้นกับระยะทางในทิศการไหล ( $x$ ) แต่ความเร็วจะเปลี่ยนแปลงตามพิกัด  $r$  เท่านั้น การไหลในบริเวณนี้เรียกว่า บริเวณการไหลเต็มท่อ (Fully developed region)



รูปที่ 2.9 ของไหลไหลในท่อที่ช่วงความยาวท่อต่างๆ [10]

#### 2.5.11.2 การไหลไม่เต็มท่อในบริเวณปากทางเข้าท่อ

เกิดจากความหนืดของของไหลทำให้ของไหลบริเวณปากทางเข้ามีการไหลไม่เต็มท่อ โดยระยะทางที่วัดจากปากทางเข้าท่อจนถึงจุดนี้เรียกว่า ระยะปากทางเข้า (Entrance length) ซึ่งถ้าของไหลเคลื่อนที่ผ่านบริเวณปากทางเข้านี้ไปของไหลจะไหลเต็มท่อ โดยสมการแสดงระยะปากทางเข้าจะเป็นดังสมการ ดังนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กรณีการไหลแบบราบเรียบ (Laminar)

$$\frac{L_e}{D} = 0.06 \text{ Re} \quad (2.93)$$

กรณีการไหลแบบปั่นป่วน (Turbulent)

$$\frac{L_e}{D} = 4.4(\text{Re})^{1/6} \quad (2.94)$$

โดยที่

$L_e$  คือ ระยะปากทางเข้า (m)

$D$  คือ เส้นผ่านศูนย์กลางท่อ (m)

ในบางกรณีที่ท่อมีการงอของท่อเราอาจเปรียบเทียบช่วง Developing Flow กับ Fully Developed Flow ตามความสัมพันธ์ดังนี้

$$(X_3 - X_2) \gg L_e \quad (2.95)$$

โดยที่

$$(X_6 - X_5) \gg (X_5 - X_4) \quad (2.96)$$

### 2.5.12 Reynolds number ( $Re$ )

เป็นตัวเลขวที่บอกว่าการไหลในท่อเป็นแบบใด มีสมการดังนี้

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} = \frac{v D}{\nu} \quad (2.97)$$

โดยที่

$\rho$  คือ ความหนาแน่นของของไหล ( $\text{Kg}/\text{m}^3$ )

$v$  คือ ความเร็วของการไหล ( $\text{m}/\text{s}$ )

$D$  คือ เส้นผ่านศูนย์กลางท่อ (m)

$\mu$  คือ ความหนืดสัมบูรณ์ของของไหล ( $\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$ )

$\nu$  คือ ความหนืดจลน์ของของไหล ( $\text{m}^2/\text{s}$ )

ถ้า  $Re < 2000$  เป็นการไหลแบบราบเรียบ (Laminar)

$Re > 4000$  เป็น การไหลแบบปั่นป่วน (Turbulent)

### 2.5.13 Head loss

การไหลในระบบท่อจากจุดหนึ่งไปยังอีกจุดพบว่าภายในจะมีการสูญเสียความดันของการไหลในท่อหรือเฮดสูญเสีย จะประกอบไปด้วย ดังนี้

$$h_L = h_{Lmajor} + h_{Lminor} \quad (2.98)$$

โดยที่

$h_L$  คือ เฮดสูญเสียรวม (Total head loss, m)

$h_{Lmajor}$  คือ เฮดสูญเสียหลัก (Major head loss, m)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$h_{Lminor}$  คือ เฮดสูญเสียรอง (Minor head loss,m)

จากสมการที่ (2.98) จะถูกนำไปแทนในสมการที่ (2.8.3)

### 2.5.13.1 เฮดสูญเสียหลัก (Major head loss)

เป็นเฮดสูญเสียภายในท่อที่เกิดจากความเสียดทานและความยาวท่อที่มีความสัมพันธ์ดังนี้

$$h_{Lmajor} = f \left( \frac{L}{D} \right) \left( \frac{\bar{V}^2}{2g} \right) \quad (2.99)$$

ในกรณีการไหลแบบราบเรียบ (Laminar) แทน  $f$  ด้วย

$$f = \frac{64}{Re} \quad (2.100)$$

โดยที่

$f$  คือ ตัวประกอบความเสียดทาน (Friction factor)

$L$  คือ ความยาวท่อ (m)

$D$  คือ เส้นผ่านศูนย์กลางท่อ (m)

$\bar{V}$  คือ ความเร็วเฉลี่ยของของไหล (m/s)

$g$  คือ ความเร่งโน้มถ่วงโลก ( $m/s^2$ )

### 2.5.13.2 เฮดสูญเสียรอง (Minor head loss)

เป็นเฮดที่สูญเสียจากการไหลผ่านข้อต่อ ข้องอ ข้อลด ข้อเพิ่ม หรือวาล์ว จะเขียนในรูปของสมการ

$$h_{Lminor} = K \frac{\bar{V}^2}{2g} = f \left( \frac{L_e}{D} \right) \left( \frac{\bar{V}^2}{2g} \right) \quad (2.101)$$

โดยที่

$$L_e = \frac{KD}{f} \quad (2.102)$$

ในที่นี้  $L_e$  คือ ความยาวสมมูล (Equivalent length,m)

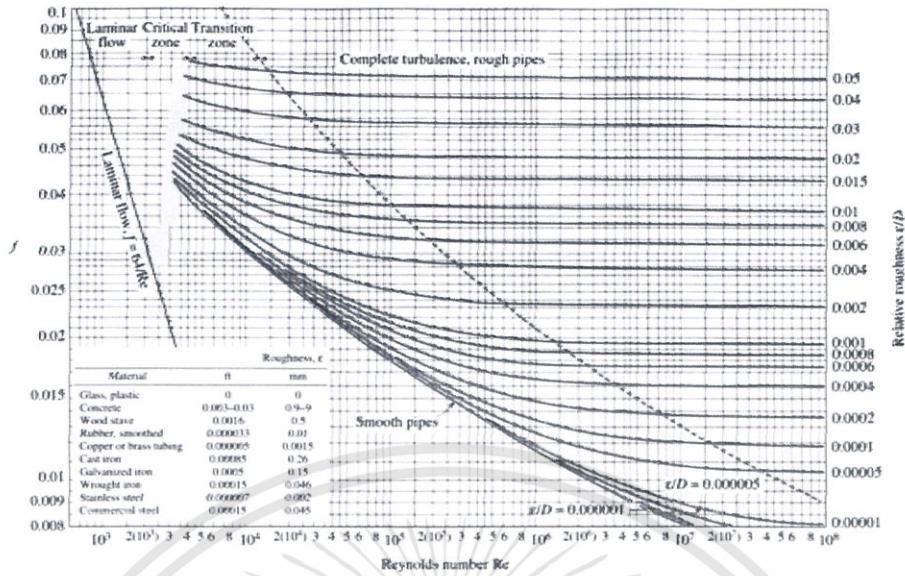
$K$  คือ สัมประสิทธิ์การสูญเสีย (Loss coefficient)

ตัวประกอบความเสียดทาน (Friction factor, $f$ ) สามารถหาค่าได้จาก Moody Chart โดยใช้ความสัมพันธ์ระหว่าง  $Re$  กับ  $\varepsilon/D$  โดยที่  $\varepsilon$  คือ Equivalent Roughness

ตารางที่ 2.1 แสดงค่าความขรุขระของท่อ

| ชนิดวัสดุที่ใช้ทำท่อ                   | Equivalent Roughness (mm) |
|----------------------------------------|---------------------------|
| เหล็กกล้าตะเข็บหมุดยั่ว(Riveted steel) | 0.9 - 9.0                 |
| คอนกรีต                                | 0.3 - 3.0                 |
| ท่อไม้(Wood stave)                     | 0.18 - 0.9                |
| เหล็กหล่อ(Cast iron )                  | 0.26                      |
| พลาสติก,แก้ว                           | 0.0                       |

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.10 Moody chart

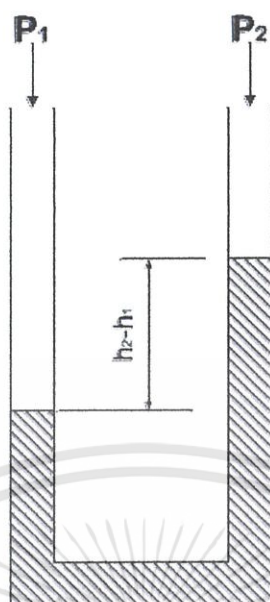
หรือใช้สมการโคลบรุคในการหาค่า  $f$  จะได้

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left( \frac{\epsilon/D}{3.7} + \frac{2.51}{Re\sqrt{f}} \right) \tag{2.103}$$

## 2.6 อุปกรณ์การวัด

### 2.6.1 U-Tube Manometer

มาโนมิเตอร์ที่เป็นหลอดรูปตัว U ส่วนมากนิยมใช้งานในห้องทดลอง เนื่องจากสามารถเลือกใช้ได้กับของเหลวเกือบทุกชนิด แต่ที่นิยมใช้คือ น้ำและปรอท ตลอดจนสามารถอ่านและบันทึกค่าได้ค่อนข้างแม่นยำด้วยกรณีที่ต่อ U-Tube เข้ากับจุดวัดความดันทั้ง 2 ด้านและของเหลวที่อยู่ในท่อเป็นชนิดเดียวกัน



รูปที่ 2.11 U-Tube Manometer

จากสมการที่ (2.63) นำมาใช้ในการคำนวณมานอมิเตอร์ ดังนี้

$$P_2 - P_1 = \rho g(h_2 - h_1) \quad (2.104)$$

$$\Delta P = \rho g(h_2 - h_1) \quad (2.105)$$

โดยที่

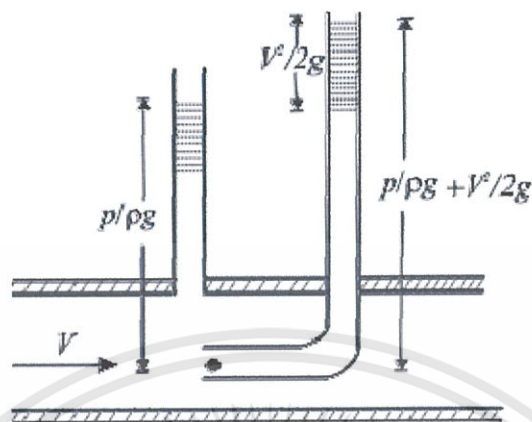
$\rho$  คือ ความหนาแน่นของของเหลวใน U-Tube ( $\text{Kg/m}^3$ )

$\Delta P$  คือ ความดันที่แตกต่างกันระหว่าง 2 จุด (Pa)

$h$  คือ ความสูงของเหลว (m)

$g$  คือ แรงโน้มถ่วงของโลก ( $\text{m/s}^2$ )

### 2.6.2 ท่อปีโต (Pitot tube)



รูปที่ 2.12 pitot tube

ในการคำนวณหาอัตราการไหลโดยใช้ท่อปีโตในกรณีนี้จะพิจารณาว่าของไหลอัดตัวไม่ได้ ดังนั้น จึงใช้สมการที่ (2.70) มาพิจารณา กำหนดให้  $z_1 = z_2$  และ  $V_2 = 0$  จะได้

$$\frac{p_1}{\rho_{air}g} + \frac{V_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho_{air}g} \quad (2.106)$$

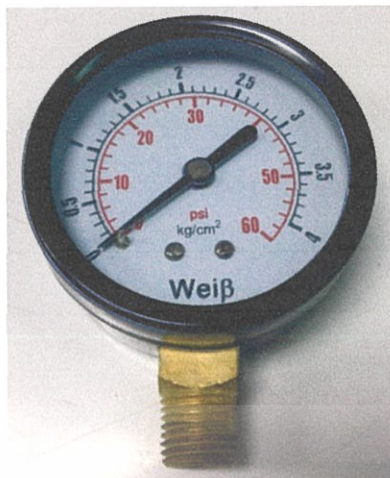
จัดรูปสมการใหม่

$$p_2 - p_1 = \frac{\rho_{air}V_1^2}{2} \quad (2.107)$$

$$V_1 = \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho_{air}}} \quad (2.108)$$

### 2.6.3 เกจวัดความดัน

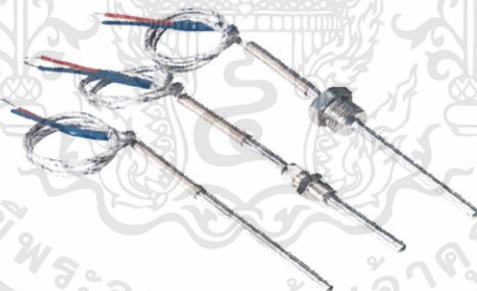
เกจวัดความดัน (Pressure gauge) มีหลักการทำงานเดียวกับ Bourdon tube เป็นเครื่องมือวัดความดันชนิดอาศัยการเปลี่ยนแปลงทางกลโดยมีปลายด้านหนึ่งจะเปิดให้ของเหลวไหลผ่านเข้าไปได้ส่วนปลายอีกด้านหนึ่งจะปิด และติดกับเข็มชี้ซึ่งของเหลวที่ไหลเข้าไปจะไปดันให้เข็มชี้เกิดการเปลี่ยนตำแหน่ง มีข้อดีคือสามารถวัดความดันที่สูงได้ และมีประสิทธิภาพที่ดีเมื่อเทียบกับราคา



รูปที่ 2.13 เกจวัดความดัน

#### 2.6.4 เทอร์โมคัปเปิล

เทอร์โมคัปเปิลเป็นอุปกรณ์วัดอุณหภูมิโดยใช้หลักการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิเป็นแรงเคลื่อนไฟฟ้าทำมาจากโลหะตัวนำที่ต่างชนิดกัน 2 ตัว ปลายแรกเป็นบริเวณที่ต้องการวัด ส่วนปลายอีกด้านหนึ่งปล่อยไว้เป็นจุดอ้างอิง โดยเมื่อมีอุณหภูมิต่างกันก็จะทำให้เกิดกระแสไฟฟ้าเกิดขึ้น แล้วนำค่าที่ได้ไปแปลงเป็นค่าอุณหภูมิ มีข้อดี คือ ติดตั้งได้ง่ายสะดวกต่อการใช้งาน โดยเทอร์โมคัปเปิลจะมีหลายแบบหลายชนิดขึ้นอยู่กับการใช้งาน จะแบ่งเป็นลักษณะดังนี้



รูปที่ 2.14 เทอร์โมคัปเปิลแบบ K

เทอร์โมคัปเปิลแบบ K

ข้อดีของแบบ K

- เป็นแบบที่นิยมใช้แพร่หลายมากที่สุด
- สามารถใช้กับสภาพงานที่มีการแผ่รังสีความร้อนได้ดี
- ให้อัตราการเปลี่ยนแรงเคลื่อนไฟฟ้าต่ออุณหภูมิดีกว่าแบบอื่น ๆ และมีความเป็นเชิงเส้นมากที่สุด

ข้อเสียของแบบ K

- ไม่เหมาะกับงานที่มีไอของซิลเฟอร์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- หลังการใช้งานไปนานจะทำให้ส่วนผสมทางเคมีเปลี่ยนไป เป็นผลทำให้คุณสมบัติของแรงเคลื่อนไฟฟ้าเปลี่ยนไป

## 2.7 กำลังเพลาคู่มือเครื่องยนต์

ในการขับเครื่องคอมเพรสเซอร์จะต้องใช้เครื่องยนต์ต้นกำลังในการขับเคลื่อนโดยกำลังเพลาคือกำลังที่วัดได้ที่เพลาคือเพลียงซึ่งเป็นกำลังที่นำไปใช้งานการวัดกำลังเพลาคือใช้เครื่องมือที่เรียกว่า ไดนาโมมิเตอร์ (Dynamometer) โดยจะวัดออกมาในรูปของทอร์กและรอบการหมุนของเครื่องยนต์ ซึ่งจะได้ทอร์กและกำลังเพลาคือออกมา สามารถหาได้จาก

$$P_b = \frac{2\pi TN}{60} \quad (2.109)$$

โดยที่

$N$  คือ ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ (rpm)

## 2.8 เพลาคู่มือ

เพลาคือชิ้นส่วนที่หมุนมีความสำคัญในระบบส่งกำลัง กำลังที่ส่งผ่านเพลาคืออยู่ในรูปของโมเมนต์แรงบิด (Torque) ในการส่งกำลังผ่านระหว่างเพลาคือหนึ่งไปยังอีกเพลาคือหนึ่งจำเป็นต้องอาศัยตัวกลาง เช่น เฟือง โซ่ สายพาน เป็นต้น ดังนั้น ขณะที่เพลาคือส่งผ่านกำลังเพลาคือจะรับทั้งโมเมนต์บิด (Torque) และโมเมนต์ดัด (Bending moments) ที่เกิดจากแรงจากภายนอกพร้อมกัน

### 2.8.1 วัสดุเพลาคู่มือ

วัสดุที่ใช้สำหรับทำเพลาคือทั่วไปจะใช้เหล็กกล้าละมุน (Mild steel) แต่ถ้าต้องการให้มีความเหนียวและทนทานเป็นพิเศษมักจะใช้เหล็กกล้าผสมโลหะอื่นทำเพลาคือ เช่น AISI 1347 3140 4150 4340 เป็นต้น แต่ในการออกแบบควรพิจารณาที่เหล็กกล้าคาร์บอนธรรมดาที่ก่อนเหล็กกล้าชนิดอื่น

### 2.8.2 ความเค้นที่เกิดขึ้นบนเพลาคู่มือ

ความเค้นต่างๆที่อาจเกิดขึ้นบนเพลาคือ มีดังนี้

#### 2.8.2.1 ความเค้น (Stress, $\sigma$ )

$$\sigma_a = K_f \frac{32M_a}{\pi d^3} \quad (2.110)$$

$$\sigma_m = K_f \frac{32M_m}{\pi d^3} \quad (2.111)$$

โดยที่

$\sigma_a$  คือ Alternating Stress

$\sigma_m$  คือ Mean Stress

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$M_a$  คือ Alternating Moment

$M_m$  คือ Mean Moment

$K_f$  คือ Fatigue Stress Concentration Factor

### 2.8.2.2 ความเค้นเฉือน (Shear stress, $\tau$ )

$$\tau_a = K_{fs} \frac{16T_a}{\pi d^3} \quad (2.112)$$

$$\tau_m = K_{fs} \frac{16T_m}{\pi d^3} \quad (2.113)$$

โดยที่

$\tau_a$  คือ Alternating Shear Stress

$\tau_m$  คือ Mean Shear Stress

$T_a$  คือ Alternating Torque

$T_m$  คือ Mean Torque

$K_{fs}$  คือ Fatigue Shear Stress Concentration Factor

### 2.8.3 ทฤษฎีตามหลัก DE-Goodman

$$\frac{1}{n} = \frac{16}{\pi d^3} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[ 4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2 \right]^{1/2} + \frac{1}{S_{ut}} \left[ 4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2 \right]^{1/2} \right\} \quad (2.114)$$

$$d = \left( \frac{16n}{\pi} \left\{ \frac{1}{S_e} \left[ 4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2 \right]^{1/2} + \frac{1}{S_{ut}} \left[ 4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2 \right]^{1/2} \right\} \right)^{1/3} \quad (2.115)$$

### 2.8.4 ความเร็ววิกฤตของเพลลา

เมื่อเพลลาเริ่มหมุนเร็วขึ้นจะทำให้เกิดการโก่งตัวของเพลลาเกิดขึ้น เมื่อพลังงานจลน์ของมวลมีค่าเพิ่มขึ้นจนกระทั่งมีค่าเท่ากับพลังงานศักย์ของเพลลาจะทำให้เพลลาเกิดการสั่นสะเทือนอย่างรุนแรง โดยความเร็วของเพลลาในขณะนี้จะถูกเรียกว่า ความเร็ววิกฤต (Critical Speeds) ซึ่งเป็นส่วนที่ถูกลำบากใช้ในการพิจารณาออกแบบเพลลาเป็นการหา เป็นไปตามสมการ ดังนี้

$$\omega_1 = \left( \frac{\pi}{l} \right)^2 \sqrt{\frac{EI}{m}} = \left( \frac{\pi}{l} \right)^2 \sqrt{\frac{gEI}{AY}} \quad (2.116)$$

สำหรับวิธีของ Rayleigh's จะกำหนดโดยใช้ lumped masses จากสมการข้างต้นสามารถเขียนได้เป็น

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{g \sum w_i y_i}{\sum w_i y_i^2}} \quad (2.117)$$

โดยที่

$m$  คือ mass per unit length

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$A$  คือ พื้นที่หน้าตัด

$y$  คือ น้ำหนักจำเพาะ

$w_i$  คือ น้ำหนักที่ตำแหน่งต่างๆ

$y_i$  คือ ระยะโก่งตัวที่ตำแหน่งต่างๆ

### 2.8.5 ระยะโก่งตัวของเพลลา

จากทฤษฎีของ Maxwell's จะกำหนดให้ค่าสัมประสิทธิ์ในแนวทแยงมุมมีความสมมาตรกัน ซึ่งประกอบไปด้วย  $\delta_{11}, \delta_{22}, \delta_{33}$  ซึ่งอยู่ในรูปแบบ  $\delta_{ij} = \delta_{ji}$  จากความสัมพันธ์นี้จะช่วยทำให้การหาค่าโก่งตัวของเพลลาเป็นไปได้ง่ายขึ้น โดยสามารถหาการโก่งตัวของเพลลาตามสมการดังนี้

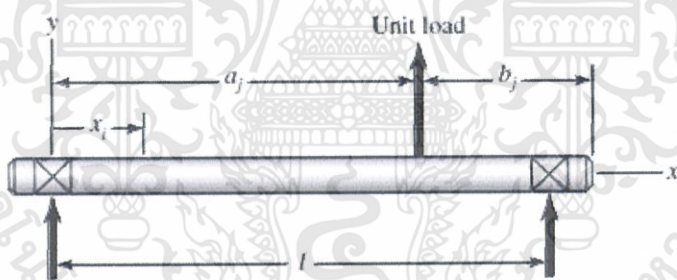
$$Y_1 = F_1\delta_{11} + F_2\delta_{12} + F_3\delta_{13} \tag{2.118}$$

$$Y_2 = F_1\delta_{21} + F_2\delta_{22} + F_3\delta_{23} \tag{2.119}$$

$$Y_3 = F_1\delta_{31} + F_2\delta_{32} + F_3\delta_{33} \tag{2.120}$$

โดยที่  $Y_1, Y_2, Y_3$  คือ ระยะโก่งตัวของเพลลา

#### 2.8.5.1 สัมประสิทธิ์ที่มีอิทธิพลต่อระยะโก่งตัวของเพลลา



รูปที่ 2.15 ช่วงการโก่งตัวที่ระยะต่างๆ

$$\delta_{ij} = \begin{cases} \frac{b_j x_i}{6EI} (l^2 - b_j^2 - x_i^2) x_i \leq a_i \\ \frac{a_j (l - x_i)}{6EI} (2lx_i - a_j^2 - x_i^2) x_i > a_i \end{cases} \tag{2.121}$$

หรือหาระยะโก่งตัวเพลลาจากสมการที่ 2.122

$$Y = \frac{F b_j x_i}{6EI} (l^2 - b_j^2 - x_i^2) \tag{2.122}$$

### 2.8.6 ทฤษฎีของ Castigliano's

เป็นการวิเคราะห์การโก่งตัวของโครงสร้างโดยวิธีพลังงานโดยมีนิยามที่ว่า “เมื่อแรงกระทำกับระบบจะทำให้เกิดการยุบตัวในทิศทางเดียวกับแรงที่มากกระทำมีค่าเท่ากับอนุพันธ์ย่อยของผลรวมพลังงานความเครียดต่อผลรวมแรง” สำหรับการดัด (Bending) มีสมการดังนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$Y_i = \frac{\partial U}{\partial F_i} = \int \frac{1}{EI} \left( M \frac{\partial M}{\partial F_i} \right) dx \quad (2.123)$$

โดยที่

$Y_i$  คือ ระยะ deflection

$F_i$  คือ แรงที่มากระทำ

$U$  คือ total strain energy

### 2.8.7 ขีดจำกัดความล้าของวัสดุ

เป็นค่าที่บอกขีดจำกัดการล้าของวัสดุในการใช้งานมีนิยามดังนี้

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S'_e \quad (2.124)$$

โดยที่

$K_a$  คือ surface condition modification factor

$K_b$  คือ size modification factor

$K_c$  คือ load modification factor

$K_d$  คือ temperature modification factor

$K_e$  คือ reliability factor<sup>13</sup>

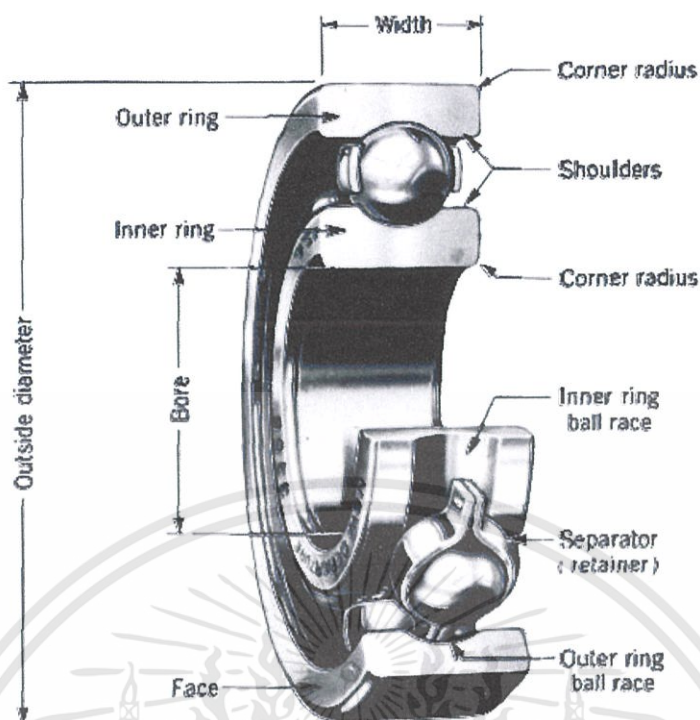
$K_f$  คือ miscellaneous-effects modification factor

$S'_e$  คือ rotary-beam test specimen endurance limit

$S_e$  คือ endurance limit at the critical location of a machine part in the geometry and condition of use

### 2.9 โรลลิ่งแบร์ริง (Rolling bearings)

ชุดทดสอบคอมเพรสเซอร์จะมีเพลลาไว้สำหรับขับเคลื่อน ดังนั้น จำเป็นต้องมีอุปกรณ์รองรับเพลลาจึงได้เลือกใช้เป็นโรลลิ่งแบร์ริงเนื่องจากสามารถหาซื้อและดูแลรักษาที่ง่ายโดยโรลลิ่งแบร์ริงมีลักษณะคือ แบร์ริงที่รับแรงโดยอาศัยชิ้นส่วนของแบร์ริงที่มีลักษณะเป็นผิวสัมผัสแบบกลิ้ง(rolling contact) ส่งผลให้แบร์ริงชนิดนี้มีค่าความเสียหายน้อยมาก ดังนั้น ในวงการอุตสาหกรรมอาจเรียกแบร์ริงชนิดนี้ว่า anti friction bearing ตัวอย่างเช่น บอลแบร์ริง (ball bearing) ประกอบไปด้วยวงแหวนเหล็กกล้าสองวงที่แยกออกจากกันด้วยลูกกลิ้งทรงกลม โดยลูกกลิ้งรับแรงจากวงแหวนวงหนึ่งแล้วส่งแรงไปยังอีกวงแหวนอีกวงหนึ่ง



รูปที่ 2.16 ส่วนต่าง ๆ ของบอลแบร์ริง

#### ข้อดีของโรลลิ่งแบร์ริง

1. สามารถรับแรงรูน (thrust load) และแรงในแนวรัศมี (radical load) ได้พร้อมกัน ยกเว้นโรลลิ่งแบร์ริงแบบลูกกลิ้งทรงกระบอกตรง (straight roller bearing) สำหรับเจอร์นัลแบร์ริงรับแรงได้เฉพาะในแนวรัศมีเท่านั้น
2. ใช้เนื้อที่ทางด้านแกน (axial space) น้อย
3. มีเคลียร์รันซ์น้อยมากจึงเหมาะที่จะใช้กับเครื่องจักรที่ต้องการความละเอียดแม่นยำในการทำงาน เช่น เฟืองลูกเบี้ยว เป็นต้น
4. โรลลิ่งแบร์ริงส่วนใหญ่จะมีขนาดที่เล็กกว่าเจอร์นัลแบร์ริงเมื่อมีแรงกระทำที่เท่ากัน
5. ใช้ปริมาณสารหล่อลื่นน้อย
6. ง่ายต่อการหล่อลื่นและดูแลรักษา

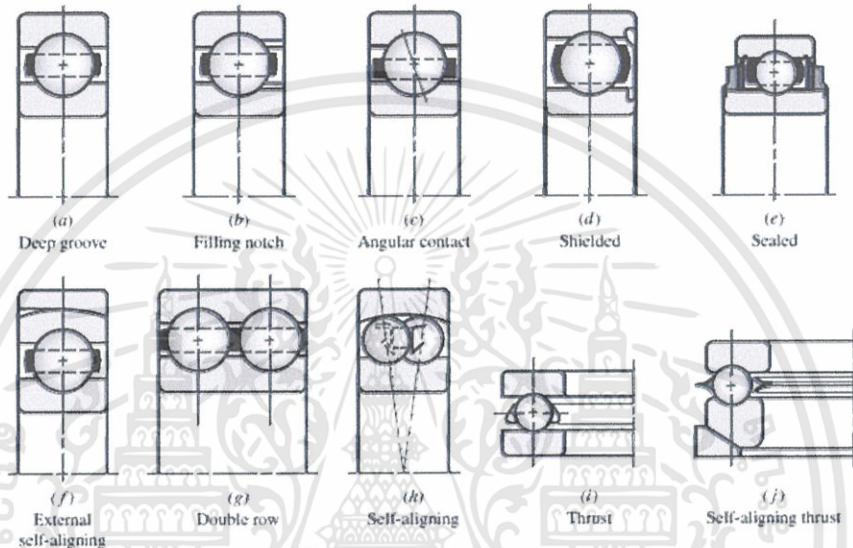
#### ข้อเสียของโรลลิ่งแบร์ริง

1. ใช้เนื้อที่ทางด้านรัศมี (radial space) มาก
2. มีราคาที่ย่อมเยา
3. อายุการใช้งานสั้นเมื่อเทียบกับเจอร์นัลแบร์ริง
4. ขณะทำงานจะมีเสียงดังเนื่องจากการสัมผัสระหว่างผิวของลูกกลิ้งและวงแหวนด้านใน

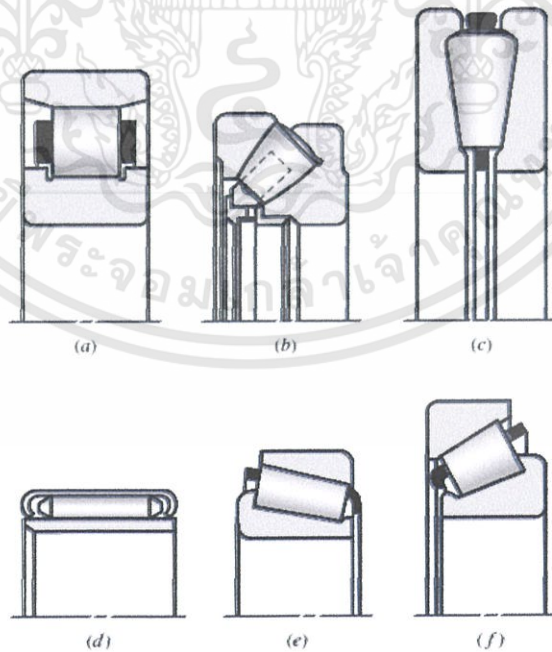
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 2.9.1 ชนิดของแบริ่ง

โรลลิ่งแบริ่งจะแบ่งเป็น 2 ประเภทใหญ่ๆ คือ บอลแบริ่งซึ่งมีลูกกลิ้ง (rolling element) เป็นรูปทรงกลม และโรลเลอร์แบริ่ง (roller bearing) ซึ่งมีลูกกลิ้งเป็นรูปทรงกระบอกตรง (straight roller) หรือเป็นรูปทรงกระบอกเรียว (tapered roller) โดยปกติแล้วแบริ่งเหล่านี้จะรับแรงได้ทั้งแรงในแนวรัศมีและแรงรุนได้ ยกเว้น โรลเลอร์แบริ่งแบบลูกกลิ้งทรงกระบอกตรงเท่านั้น นอกจากนี้ยังแยกเป็นแบริ่งชนิดอื่นๆได้อีกตามรูป



รูปที่ 2.17 บอลแบริ่งชนิดต่างๆ



รูปที่ 2.18 โรลเลอร์แบริ่งชนิดต่างๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บอลแบริ่งชนิด (deep groove) เป็นแบริ่งชนิดที่มีการใช้งานมากที่สุด ประกอบด้วยร่องลึกเป็นทางกลิ้งสำหรับลูกกลิ้งทรงกลม สามารถรับแรงได้ทั้งในแนวรัศมีและในแนวแกน ดังรูป a บอลแบริ่งชนิดที่มีการใช้แผ่นโลหะปิด (shield) ไว้ระหว่างช่องว่างของวงแหวนเพื่อป้องกันสิ่งสกปรกดังรูป d ส่วนในรูป e ก็เป็นการใช้แผ่นโลหะปิดแบบตายตัว (sealed)

บอลแบริ่งชนิด angular contact ดังรูป c เป็นแบริ่งที่ออกแบบสำหรับใช้รับแรงในแนวแกนซึ่งมีค่าสูงโดยมีมุมสัมผัส (contact angle) ต่างๆกัน เมื่อมุมสัมผัสเพิ่มขึ้นแบริ่งก็สามารถที่จะรับแรงในแนวแกนเพิ่มขึ้นด้วย แต่จะรับแรงในแนวรัศมีได้น้อยลง ในกรณีที่ต้องการใช้รับแรงในแนวแกนสองทิศทางก็ให้ใช้แบบลูกกลิ้งสองแถว (double row) ดังรูป g หรือใช้แบริ่งสองอันหันหน้าเข้าหากัน บอลแบริ่งชนิดปรับแนวตัวเอง (self-aligning) ออกแบบสำหรับใช้ในกรณีที่เพลอาจจะมีการเอียงแนวเป็นมุมที่ค่อนข้างมาก ดังรูป f และ h แบริ่งในรูป h เป็นแบบปรับแนวตัวเองภายในซึ่งอาศัยผิวทรงกลมของวงแหวนนอกในการช่วยปรับมุม ส่วนแบริ่งในรูป f เป็นแบบปรับแนวตัวเองภายนอกสามารถปรับมุมได้สูงมาก

บอลแบริ่งกันรุน (thrust ball bearing) ดังรูป i ออกแบบสำหรับรับแรงในแนวแกนโดยเฉพาะ ถ้ามีแรงในแนวรัศมีอยู่ด้วยแล้วจะต้องใช้แบริ่งชนิดอื่นช่วยรับแรงนี้ ดังนั้น ในกรณีที่มีแรงทั้งสองชนิดอยู่พร้อมกันแล้วก็ควรที่จะเลือกใช้บอลแบริ่งชนิด angular contact บอลแบริ่งกันรุนปรับแนวตัวเอง (self-aligning thrust) ดังรูป j ออกแบบสำหรับใช้รับแรงในแนวแกนในกรณีที่เพลอาจจะมีการเอียงแนวเกิดขึ้น

Cylindrical หรือ straight roller bearing ประกอบด้วยลูกกลิ้งทรงกระบอกกลมตรง ดังรูป a โรลเลอร์แบริ่งแบบนี้รับแรงในแนวรัศมีได้มากกว่าบอลแบริ่ง แต่ไม่สามารถจะรับแรงในแนวแกนได้ในกรณีที่ต้องการใช้รับแรงทั้งสองแนวซึ่งมีค่ามากก็ควรที่จะเลือกใช้ tapered roller bearing ดังในรูป e, f

Spherical roller thrust bearing ดังรูป b และ tapered roller thrust bearing ดังรูป c มีประโยชน์สำหรับใช้รับแรงในแนวแกนที่มีค่ามาก

Needle bearing หรือตลับลูกปืนเข็ม ทำหน้าที่เช่นเดียวกับ straight roller bearing แต่เหมาะสำหรับใช้ในที่มีเนื้อที่ในแนวรัศมีจำกัด ดังในรูป d

## 2.9.2 อายุการใช้งานของแบริ่ง

ส่วนใหญ่โรลลิ่งแบริ่งมักจะเกิดความเสียหายเนื่องจากความล้า (fatigue) ที่เกิดขึ้นในวัสดุของแบริ่งซึ่งก็แสดงว่าอายุการใช้งานของแบริ่งมีระยะเวลาที่จำกัดขึ้นอยู่กับค่าของความเค้นที่กระทำซ้ำจากผลการทดลองของ Lundberg และ Palmgren ได้ใช้เป็นพื้นฐานสำหรับประเมินค่ามาตรฐานของ AFBMA พบว่าอายุการใช้งาน  $L$  แปรผกผันเป็นสัดส่วนกลับกับแรงในแนวรัศมี  $P$  ในกรณีที่ไม่มีทั้งแรงในแนวรัศมีและแรงรุน  $P$  จะเป็นแรงในแนวรัศมีสมมูล (Equivalent radial load) เมื่อนำมาเขียนเป็นสมการ จะได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$L \propto \frac{1}{p^k} \quad (2.125)$$

โดยที่  $k = 3$  สำหรับบอลแบริ่ง

$K = 10/3 = 3.33$  สำหรับโรลเลอร์แบริ่ง

อายุการใช้งาน  $L$  นี้มักจะนับเป็นจำนวนชั่วโมงที่ความเร็วรอบของเพลาอันหนึ่งหรือนับเป็นจำนวนล้านรอบ  $mr$  (Millions of revolution) จะได้ว่า

$$\frac{L_1}{L_2} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^k \quad (2.126)$$

### 2.9.3 การประเมินค่าอายุการใช้งานและแรง

ถึงแม้ว่าจะมีวิธีการผลิตและควบคุมคุณภาพของโรลเลอร์แบริ่งอย่างทันสมัย ปรากฏว่าแบริ่งชนิดเดียวกันที่ผลิตออกมาภายใต้วิธีการและเครื่องมือขึ้นเดียวกัน จะมีอายุใช้งานแตกต่างกันไปมากทั้งนี้อาจจะเนื่องมาจากความยากลำบากในการควบคุมความกลมของลูกกลิ้งและความเรียบของผิวหน้าลูกกลิ้งทางสมาคม AFBMA จึงได้นิยามและจัดวิธีการเลือกแบริ่งขึ้น ซึ่งมีดังต่อไปนี้

1. อายุการใช้งานของโรลลิ่งแบริ่ง หมายถึง จำนวนรอบ (หรือจำนวนชั่วโมงที่ความเร็วคงที่) ซึ่งแบริ่งหมุนได้ก่อนที่จะเริ่มเกิดความล้าขึ้นในวงแหวนหรือลูกกลิ้ง

2. อายุประเมิน (Rating life) ของโรลลิ่งแบริ่ง จำนวนหนึ่งซึ่งมีลักษณะเหมือนกันทุกประการ หมายถึง จำนวนรอบ (หรือจำนวนชั่วโมงที่ความเร็วคงที่) ซึ่งแบริ่ง 90% จากจำนวนนี้สามารถหมุนได้โดยไม่เกิดความเสียหายเนื่องจากความล้าและใช้แทนด้วยอายุการใช้งาน  $L_{10}$

ผู้ผลิตบางบริษัทอาจจะใช้อายุการใช้งานเฉลี่ย (Median life) เป็นอายุประเมินก็ได้ อายุการใช้งานเฉลี่ยนี้หมายถึงจำนวนรอบที่ 50% ของแบริ่งที่เหมือนกัน จำนวนหนึ่งสามารถหมุนได้โดยไม่เกิดความล้าขึ้นและใช้แทนด้วยอายุใช้งาน  $L_{50}$  ซึ่งมีความสัมพันธ์กับ  $L_{10}$  โดยประมาณ คือ

$$L_{50} = 5L_{10} \quad (2.127)$$

3. แรงสถิตประเมิน (Basic static load rating) หมายถึง แรงในแนวนอนที่ทำให้เกิดระยะยุบตัวของลูกกลิ้งและวงแหวนรวมกันเท่ากับ 0.0001 เท่ากับขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของลูกกลิ้ง และใช้แทนด้วย  $C_0$  ค่าของ  $C_0$  สำหรับแบริ่งอนุกรมมิติต่างๆได้จากตารางมิติมาตรฐานและค่า  $C_0$  ขึ้นอยู่กับวัสดุที่ใช้ทำแบริ่ง จำนวนแถวของลูกกลิ้งในแบริ่ง จำนวนลูกกลิ้งต่อแถวมุมสัมผัสตลอดจนขนาดของลูกกลิ้งและวงแหวน

4. แรงพลวัตประเมิน (Basic dynamic load rating) บางครั้งอาจจะเรียกว่า สมรรถนะแรงพลวัต (Basic dynamic capacity) ของโรลลิ่งแบริ่ง หมายถึง แรงที่กระทำในแนวนอนซึ่งแบริ่งที่มีลักษณะเหมือนกันจำนวนหนึ่งจะรับได้โดยมีอายุประเมิน  $L_{10}$  เท่ากับหนึ่งล้านรอบเมื่อวงแหวนอันในเป็นตัวหมุนและวงแหวนอันนอกอยู่นิ่งและใช้แทนด้วย  $C$  ซึ่งได้แสดงอยู่ในตารางมิติมาตรฐาน

แรงพลวัตประเมิน  $C$  นี้ เป็นค่าที่ใช้ในการเลือกขนาดแบริ่งเพื่อให้รับแรง และมีอายุการใช้งานได้ตามต้องการโดยการเปลี่ยนแรงและอายุใช้งานจริงมาเป็นแรงและอายุใช้งานที่แสดงในแค็ตตาล็อก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

(คือแรงในแนวรัศมีที่ทำให้มีอายุประเมนเท่ากับหนึ่งล้านรอบ) หรือในทางกลับกัน คือ เลือกแบร์ริงจากแค็ตตาล็อกแล้วเปลี่ยนให้รับแรงได้เท่าที่ต้องการใช้ทำงานจริง และดูว่าอายุประเมนจะได้ตามอายุใช้งานที่ต้องการหรือไม่ ซึ่งสามารถทำได้โดยใช้สมการ ดังนี้

ให้  $L_{10}$  เป็นอายุการใช้งานจริงซึ่งมีหน่วยเป็นล้านรอบ (mr) และ  $P$  เป็นแรงในแนวรัศมีที่แบร์ริงจะต้องรับขณะใช้งานจริง จะเห็นว่า

$$L_1 = L_{10} \quad , \quad P_1 = P \quad (2.128)$$

$$L_2 = 1 \text{ mr} \quad , \quad P_2 = C \quad (2.129)$$

ดังนั้น

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^k \quad (2.130)$$

จากสมการทำให้ทราบว่าแบร์ริงที่เลือกมาจากอายุประเมนจำนวนหนึ่งล้านรอบนั้นจะสามารถทำงานได้กี่ล้านรอบขณะใช้งานจริง

#### 2.9.4 แรงสมมูล

ในการใช้งานจริงโรลลิงแบร์ริงอาจจะรับทั้งแรงในแนวรัศมีและแนวแกน และวงแหวนในหรือนอกจะเป็นอันที่หมุนก็ได้ซึ่งก็แล้วแต่ผู้ออกแบบชิ้นส่วนเครื่องจักรกลอีกประการหนึ่งข้อมูลของผู้ผลิตจะกำหนดให้เฉพาะอายุประเมนในเทอมของแรงในแนวรัศมีเท่านั้น ดังนั้น จึงมีความจำเป็นที่จะต้องเปลี่ยนแรงละเอียดงอจากที่ใช้ทำงานจริงมาให้เป็นแรงในแนวรัศมีโดยมีวงแหวนในเป็นตัวหมุน เรียกว่า แรงสมมูล (Equivalent force) เพื่อจะได้ใช้ในการเลือกแบร์ริงจากข้อมูลของผู้ผลิตได้ สมาคม *AFBMA* ได้กำหนดนิยามของแรงสมมูลไว้ดังนี้

แรงสมมูลหมายถึง แรงในแนวรัศมีซึ่งถ้าทำให้กระทำต่อโรลลิงแบร์ริง โดยที่วงแหวนในหมุนและวงแหวนนอกอยู่นิ่งแล้วจะทำให้แบร์ริงมีอายุการใช้งานเท่ากับอายุใช้งานของแบร์ริงที่รับแรงจริง (ซึ่งอาจจะรับทั้งแรงในแนวรัศมีและแนวแกนพร้อมกัน) และให้คำนวณได้จากสมการ

$$P = XV F_r + Y F_a \quad (2.131)$$

หรือ

$$P = XV F_r \quad (2.132)$$

โดยที่

$P$  คือ แรงสมมูล (N)

$F_r$  คือ แรงในแนวรัศมี (N)

$F_a$  คือ แรงในแนวแกนหรือแรงรูน (N)

$V$  คือ ตัวประกอบการหมุนมีค่าเท่ากับ 1 เมื่อวงแหวนในหมุนและ 1.2 เมื่อวงแหวนนอกหมุนถ้าเป็นบอลแบร์ริงให้ใช้ค่าเท่ากับ 1 เสมอ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$X$  คือ ตัวประกอบแรงในแนวรัศมี (Radial load factor)

$Y$  คือ ตัวประกอบแรงรูน (Thrust load factor)

ค่าแรงสมมูลที่ใช้ในการเลือกขนาดแบริ่งให้ใช้ค่าที่ได้จากสมการแรงสมมูลทั้ง 2 สมการ สำหรับบอลแบริ่งกันรูนและโรลเลอร์แบริ่งกันรูนแล้วให้คำนวณค่าแรงสมมูลจากสมการ (2.131) โดยให้  $V = 1$  ส่วน Straight roller bearing นั้นจะรับเฉพาะแรงในแนวรัศมีเท่านั้นจึงให้คำนวณแรงสมมูลจากสมการที่ (2.132) ในการคำนวณงานที่เกิดขึ้นภายในแบริ่งที่มีแรงในแนวแกนหรือแรงรูนและแรงในแนวรัศมีมากกว่ากับแบริ่งสามารถคำนวณได้จาก

$$W_p = \frac{\pi f F_a d n}{60} = \frac{\pi f F_r d n}{60} \quad (2.133)$$

โดยที่

$W_p$  คือ กำลังงาน (W)

$d$  คือ ขนาดรูสวมของแบริ่ง (m)

$n$  คือ จำนวนรอบของเพลา (rpm)

$F_a$  คือ แรงที่กระทำกับแบริ่งในแนวแกน (N)

$F_r$  คือ แรงที่กระทำกับแบริ่งในแนวรัศมี (N)

$f$  คือ ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียหาย

## 2.10 สายพานแบบฟันเฟือง

สายพานแบบฟันเฟืองเป็นสายพานที่มีขายสำเร็จรูปเหมือนกับสายพานลิ้มแต่มีข้อที่แตกต่างจากสายพานลิ้มก็คือ สายพานแบบฟันเฟืองมีหน้าตัดเป็นรูปสี่เหลี่ยมคางหมู มีร่องคล้ายฟันเฟืองตลอดตามความยาวของสายพานส่งกำลังโดยใช้ล้อสายพานที่มีฟันเฟืองในการส่งกำลัง มีข้อดีที่ว่าไม่เกิดการยืดตัวและการลื่นไถล จึงทำให้ส่งกำลังด้วยอัตราทดที่คงที่



รูปที่ 2.19 ล้อสายพานแบบฟันเฟือง

ในการคำนวณเกี่ยวกับสายพานแบบฟันเฟืองมีความคล้ายคลึงกับสายพานลิ้มแต่จากข้อมูลผู้ผลิตสายพานแบบฟันเฟืองพบว่าการคำนวณที่แตกต่างกันไปตามแต่ละยี่ห้อของผลิตภัณฑ์ ดังนั้นเมื่อต้องการเลือกใช้สายพานจากยี่ห้อใดควรที่คำนวณตามข้อมูลที่ผู้ผลิตแนะนำมาจะเป็นผลดีที่สุด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 2.10.1 การคำนวณอัตราทดสายพาน

ถ้ากำหนดให้ 1 แขนล้อสายพานขับและ 2 แขนล้อสายพานตาม

$$\text{Belt ratio} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{\omega_2}{\omega_1} \quad (2.134)$$

โดยที่

Z คือ จำนวนฟันของ Pulley

$\omega$  คือ ความเร็วรอบของล้อสายพาน

### 2.10.2 การคำนวณความยาวของสายพาน

ความยาวของสายพานเปิด (Open Belts) อาจประมาณได้จากสมการดังต่อไปนี้

$$L = 2C + 1.57(D_p + d_p) + \frac{(D_p + d_p)^2}{4C} \quad (2.135)$$

โดยที่

C คือ ระยะห่างระหว่างศูนย์กลางของล้อสายพานขับ และล้อสายพานตาม (m)

$D_p$  คือ เส้นผ่านศูนย์กลางของล้อสายพานขับ (m)

$d_p$  คือ เส้นผ่านศูนย์กลางของล้อสายพานตาม (m)

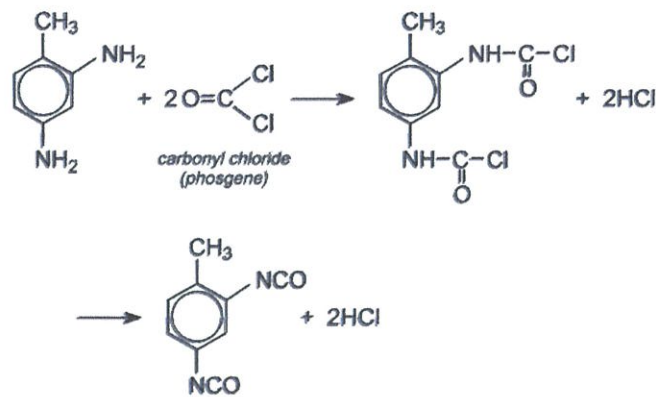
## 2.11 โพลียูรีเทนโฟม (Polyurethane Foam)

การขึ้นรูปช่องการไหลโดยใช้วัสดุเป็นไฟเบอร์กลาสจำเป็นต้องมีการสร้างแม่พิมพ์โดยได้เลือกใช้แม่พิมพ์ที่ทำมาจากโพลียูรีเทนโฟม สำหรับโพลียูรีเทนโฟมเป็นโพลิเมอร์ที่มาจากการทำปฏิกิริยาของสารประกอบอินทรีย์สองชนิดด้วยปฏิกิริยาโพลิเมอร์ไรเซชัน (Polymerization) คือ ไอโซไซยาเนต (Isocyanate) และกลุ่มไฮดรอกซิลแอลกอฮอล์ (Hydroxyl alcohol) โดยวัตถุดิบที่นำมาใช้ในการผลิตโฟม จะแยกออกเป็น 2 ส่วนหลักๆ คือ

1. โฟมดำหรือไอโซไซยาเนต (Isocyanates) แบ่งเป็น 2 ชนิด ดังนี้

1.1 TDI (toluene diisocyanate or methylbenzene diisocyanate)

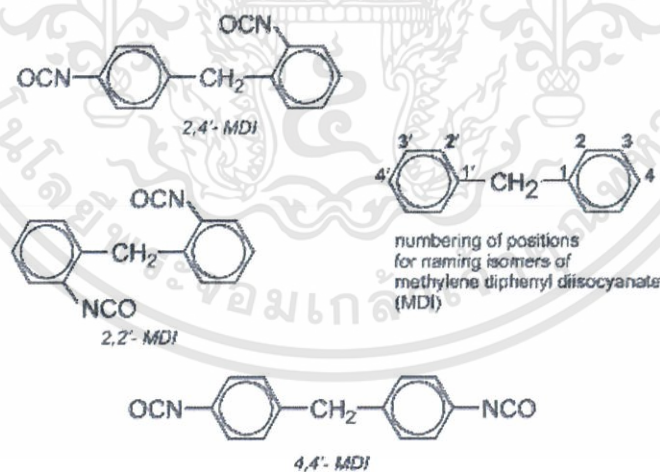
เกิดจากปฏิกิริยาของโทลูอินไดอะมีน (Toluene Diamines) กับ ฟอสจีน (Phosgene) โดย TDI เป็นไดไอโซไซยาเนตที่มีโครงสร้างแบบวงอะโรมาติก ประกอบด้วยไอโซเมอร์ที่สำคัญ 2 แบบคือ 2,4-TDI และ 2,6-TDI ซึ่งการผลิตส่วนใหญ่จะอยู่ในลักษณะของผสม 80% 2,4-TDI และ 20% 2,6-TDI



รูปที่ 2.20 ปฏิกิริยาของโทลูอินไดอะมีนทำปฏิกิริยากับฟอสจีนได้ผลิตภัณฑ์เป็นไดไอโซไซยาเนตกับไฮโดรคลอไรด์จากนั้นนำน้ำออกจากโมเลกุลโดยให้ทำปฏิกิริยากับคลอโรเบนซีนจะได้เป็นโทลูอินไดไอโซไซยาเนต ( $C_9H_6N_2O_2$ )

### 1.2 MDI (methylene diphenyl diisocyanate or diphenylmethane diisocyanate)

เกิดจากการควบแน่นของ phenylamine (aniline) และ methanal (formaldehyde) ได้เป็น diphenylmethane diamine แล้วนำไปทำปฏิกิริยากับฟอสจีน (Phosgene) ก็จะได้ MDI และสาร MDI มีโครงสร้างแบบวงอะโรมาติก ประกอบด้วยไอโซเมอร์สำคัญ 3 แบบ คือ 2,2-MDI, 2,4-MDI และ 4,4-MDI ซึ่งไอโซเมอร์ 4,4-MDI จะถูกเรียกว่า MDI บริสุทธิ์ซึ่งเป็นไอโซเมอร์ที่พบบ่อยถูกนำมาใช้การผลิตโฟมโพลียูรีเทน



รูปที่ 2.21 ไอโซเมอร์ของ MDI

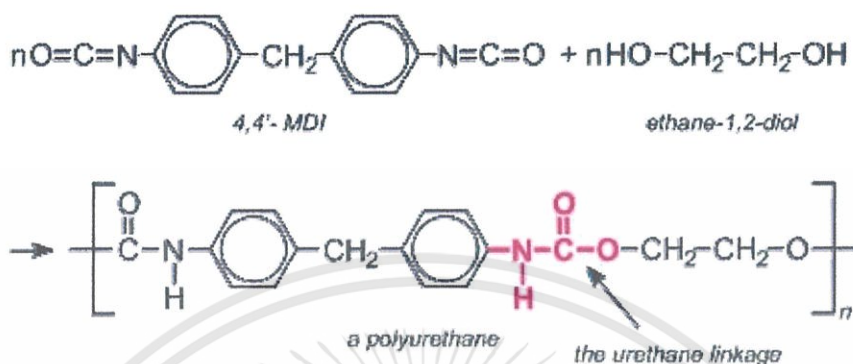
### 2. โฟมขาวหรือโพลีออล (Polyol)

เป็นสารประกอบไฮดรอกซิล ซึ่งที่นิยมใช้ในการเตรียมโฟมโพลียูรีเทนในปัจจุบันคือ โพลีอีเทอร์ (Polyether)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การสังเคราะห์โพลียูรีเทนโพลี

โพลียูรีเทนโพลีสังเคราะห์ได้จากปฏิกิริยาการควบแน่นระหว่างโพลีไอโซไซยาเนต (Isocyanates) กับโพลีเอทานอล (Polyol)



รูปที่ 2.22 ปฏิกิริยาการเกิดโพลียูรีเทนโพลี

โดยในการผสมโพลีเอทานอลกับโพลีไอโซไซยาเนตจะอยู่ในอัตราส่วนที่เหมาะสมคือ 1 : 1 ถ้าใส่โพลีไอโซไซยาเนตมากกว่าเนื้อจะแน่นแข็งและถ้าใส่โพลีเอทานอลมากกว่าเนื้อจะนิ่ม การคำนวณน้ำหนักของโพลียูรีเทนโพลี

เมื่อผสมโพลีเอทานอล โพลีไอโซไซยาเนตเข้าด้วยกันในอัตราส่วน 1 : 1 จะเกิดปฏิกิริยาเคมีจะทำให้เกิดการขยายตัวได้ถึง 25 เท่า ของปริมาตรโพลี ดังนั้น การหล่อแบบโพลีในปริมาตรที่ต้องการจึงต้องมีการคำนวณน้ำหนักน้ำยาโพลีเพื่อให้พอดีกับขนาดแบบ ซึ่งปริมาตรของแบบที่ต้องการ 1 ลูกบาศก์เมตรมีค่าเท่ากับน้ำหนักโพลียูรีเทนโพลี 40 กิโลกรัมหรืออาจจะเขียนเป็นสมการดังนี้

$$m_{pu} = 40V_d \quad (2.136)$$

โดยที่

$m_{pu}$  คือ น้ำหนักโพลีทั้งหมดที่ต้องใช้ (kg)

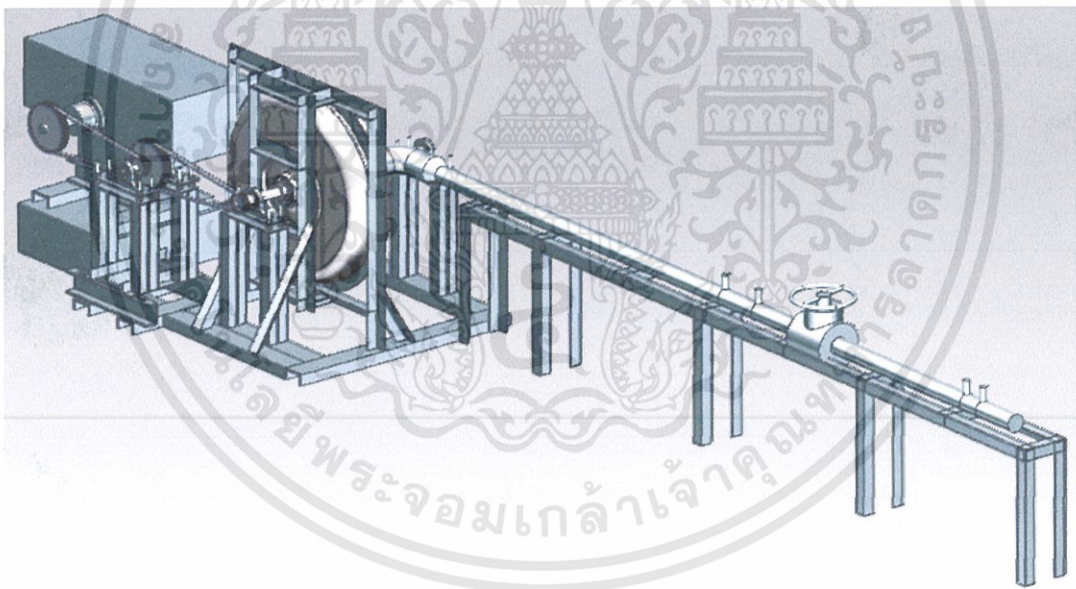
$V_d$  คือ ปริมาตรที่ต้องการ ( $m^3$ )

## บทที่ 3

# การออกแบบโครงสร้างและการคำนวณระบบส่งกำลัง

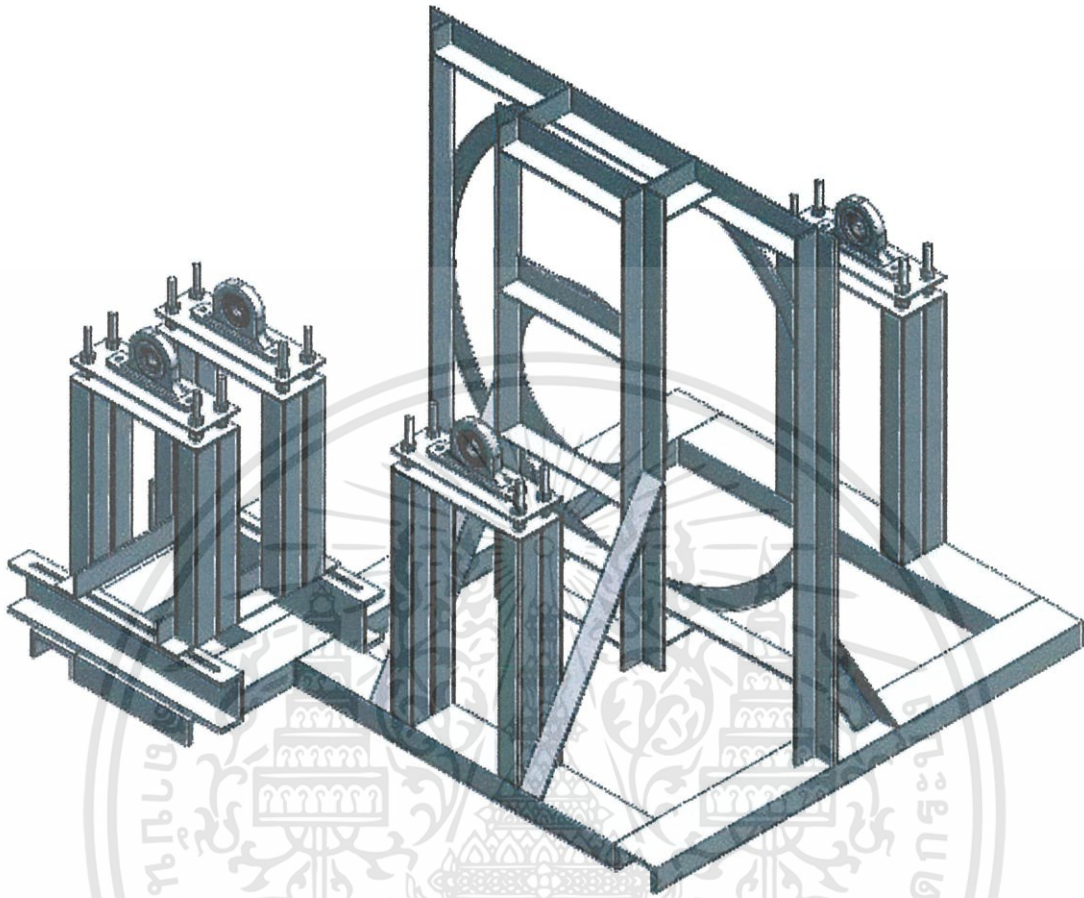
### 3.1 หลักการออกแบบ

การออกแบบเครื่องทดสอบคอมเพรสเซอร์จะต้องออกแบบโครงสร้างให้สามารถรองรับน้ำหนักคอมเพรสเซอร์และระบบท่อ ดังรูปที่ 3.1 รวมไปถึงระบบการวัดค่าเนื่องจากเป็นส่วนสำคัญซึ่งส่วนของเครื่องคอมเพรสเซอร์มีลักษณะรูปร่างที่เป็นวงกลมจึงมีความยากในการออกแบบโครงสร้างรองรับ และยังต้องคำนึงระบบส่งกำลัง เช่น เฟลาที่มีความสำคัญเนื่องจากต้องรับน้ำหนักคอมเพรสเซอร์ และยังต้องหมุนด้วยความเร็วรอบ 15,000 rpm จึงมีโอกาสก่อให้เกิดความเสียหายสูง นอกจากนั้นเรายังต้องออกแบบระบบขับเคลื่อนคอมเพรสเซอร์ให้สามารถขับเคลื่อนคอมเพรสเซอร์ให้หมุนด้วยความเร็วรอบที่กำหนดได้โดยมีเงื่อนไขที่ว่าอุปกรณ์ที่เลือกใช้จะต้องหาได้ทั่วไปตามท้องตลาด ซึ่งจะอธิบายรายละเอียดในการออกแบบต่อไป



รูปที่ 3.1 โครงสร้างที่ออกแบบ

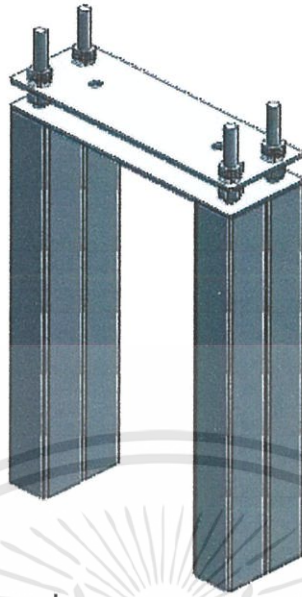
### 3.2 ชั้นส่วนรองรับคอมเพรสเซอร์



รูปที่ 3.2 โครงสร้างรองรับคอมเพรสเซอร์

จากรูปที่ 3.2 โครงสร้างรองรับคอมเพรสเซอร์ซึ่งจะประกอบไปด้วยส่วนต่างๆดังนี้

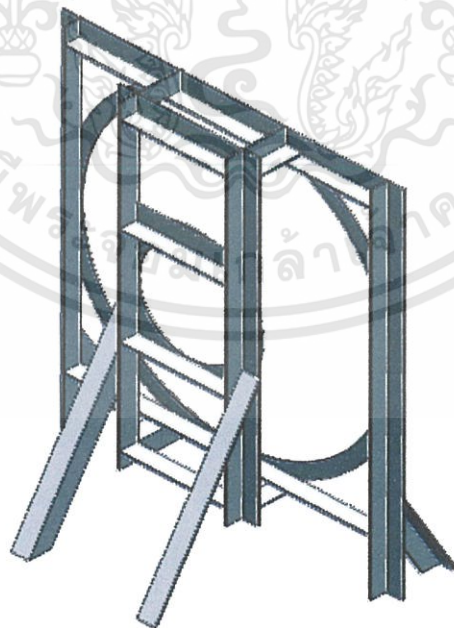
### 3.2.1 ตัวปรับระดับเพลลา



รูปที่ 3.3 ตัวปรับระดับเพลลา

เนื่องจากการผลิตอาจจะไม่เป็นไปตามแบบที่ออกแบบในเรื่องของระยะการจัดวาง ดังนั้น จึงต้องมีตัวปรับระดับเพลลาดังแสดงในรูปที่ 3.3 โดยสามารถปรับสูง - ต่ำได้เพื่อให้การติดตั้งเป็นไปตาม ระยะเวลาที่ต้องการ

### 3.2.2 ฐานรองรับคอมเพรสเซอร์

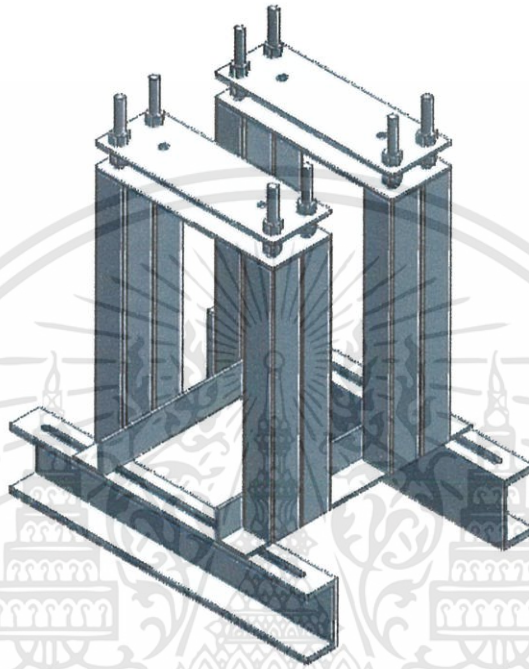


รูปที่ 3.4 ฐานรองรับคอมเพรสเซอร์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เครื่องคอมเพรสเซอร์มีรูปร่างเป็นวงกลมจึงต้องออกแบบโครงเหล็กทรงรับคอมเพรสเซอร์ดังแสดงในรูปที่ 3.4 ที่มีลักษณะเป็นวงแหวนรับกับเครื่องโดยโครงเหล็กที่ใช้จะเลือกใช้ให้มีความแข็งแรงเป็นพิเศษ เนื่องจากต้องรับตัวเครื่องที่หมุนด้วยความเร็วสูง

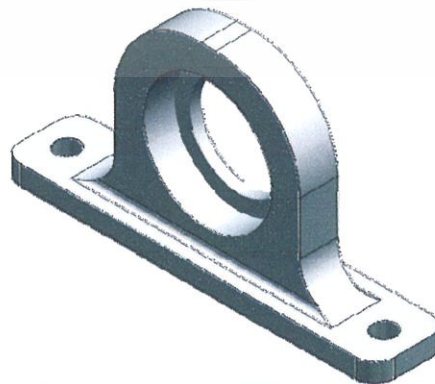
### 3.2.3 ตัวปรับระดับเพลลาพร้อมทั้งรางเลื่อน



รูปที่ 3.5 ตัวปรับระดับล้อสายพาน และรางเลื่อน

ตัวปรับระดับเพลลาพร้อมทั้งรางเลื่อนดังแสดงในรูปที่ 3.5 เป็นส่วนที่รองรับเพลลาของล้อสายพานสาเหตุที่ต้องมีรางเลื่อนเนื่องจากใช้อุปกรณ์ส่งกำลังเป็นสายพานแบบฟันเฟืองจึงจำเป็นต้องมีส่วนนี้เพื่อปรับระยะการติดตั้งรวมถึงการปรับความตึงของสายพาน

### 3.2.4 ชุดรองรับแบริ่ง



รูปที่ 3.6 ชุดรองรับแบริ่ง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เนื่องจากว่าชุดรองรับแบริ่งตามทั่วไปในท้องตลาดนั้นสามารถหมุนได้ที่ความเร็วรอบต่ำเท่านั้น แต่ชุดทดลองต้องใช้ความเร็วรอบสูง ดังนั้น จึงต้องออกแบบชุดรองรับแบริ่งขึ้นเองดังแสดงในรูปที่ 3.5 และแบริ่งที่ใช้จะเป็นแบริ่งแบบพิเศษหรือเรียกว่า Precision bearing

### 3.3 การออกแบบการส่งกำลัง

#### 3.3.1 คำนวณขนาดต้นกำลัง

กำหนดให้

แรงบิดที่เครื่องคอมเพรสเซอร์ต้องการในการขับเคลื่อน 4 N.m หมุนที่ 15,000 rpm

จากสมการ

$$P = \frac{2\pi TN}{60}$$

แทนค่า จะได้

$$P = \frac{2\pi(4)(15000)}{60} = 6,280 \text{ W}$$

หรือ

$$P = 6.280 \text{ KW}$$

จากค่าที่คำนวณได้เป็นกำลังที่คอมเพรสเซอร์ต้องการในการหมุนที่ความเร็วรอบ 15,000 rpm พบว่าต้นกำลังที่จะขับเคลื่อนคอมเพรสเซอร์ได้ต้องมีกำลังมากกว่า 6.280 KW จึงเลือกใช้เครื่องยนต์ขนาด 6.99 KW หมุนที่ความเร็วรอบ 2,400 rpm ดังแสดงในรูปที่ 3.7



รูปที่ 3.7 เครื่องยนต์ต้นกำลังขนาด 6.99 KW

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 3.3.2 อุปกรณ์ส่งกำลัง

ในการออกแบบอุปกรณ์ส่งกำลังได้เลือกใช้เป็นสายพานแบบฟันเฟืองเนื่องจาก มีข้อดี คือ ไม่เกิดการสั่นไถลของการส่งกำลัง และหาซื้ออุปกรณ์ได้ทั่วไปตามท้องตลาด โดยการคำนวณเลือกสายพานจะอ้างอิงจากข้อมูลบริษัทผู้ผลิตสายพาน

#### 3.3.2.1 เลือกอัตราทดสายพาน

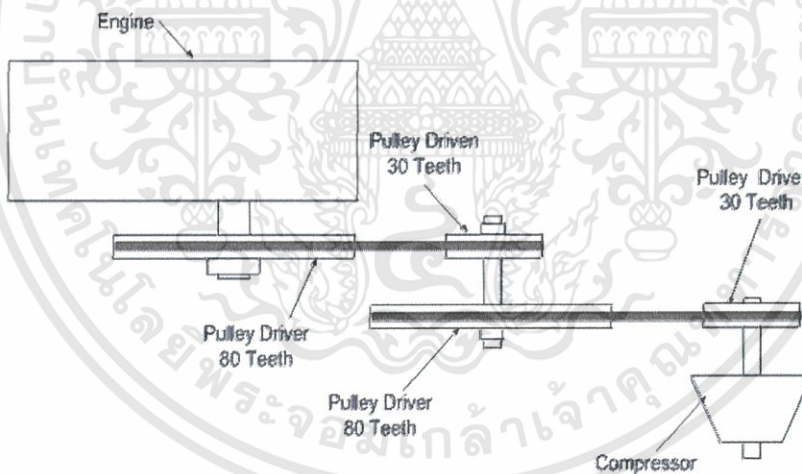
มีเงื่อนไขว่าล้อสายพานแบบฟันเฟือง ทั้ง 2 จะต้องมียุทธะห่างระหว่างฟันที่เท่ากันเมื่อกำหนดให้ทดจาก 2,400 rpm เป็น 15,000 rpm ถ้ากำหนดให้ 1 แทนล้อสายพานขับ และ 2 แทนล้อสายพานตาม

$$\text{Belt ratio} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{\omega_2}{\omega_1}$$

แทนค่าลงไปสมการ จะได้

$$\text{Belt ratio} = \frac{15000}{2400} = 6.25$$

จากค่าอัตราทดที่ได้พบว่ามีอัตราทดที่สูงเกินไปในการใช้ชุดทดกำลังเพียงชุดเดียวจึงได้เลือกใช้ชุดทดกำลัง 2 ชุดด้วยกัน เพื่อแบ่งอัตราทดชุดละครึ่งหนึ่งโดยใช้จำนวนล้อสายพานทั้งหมด 4 อันด้วยกัน ดังแสดงในรูปที่ 3.8



รูปที่ 3.8 ชุดทดกำลังสายพานแบบฟันเฟือง

เลือกจำนวนฟันล้อสายพานของข้อมูลจากผู้ผลิตให้สอดคล้องกับอัตราทด ดังนี้

|                           |        |
|---------------------------|--------|
| จำนวนฟันล้อสายพานตัวที่ 1 | 80 ฟัน |
| จำนวนฟันล้อสายพานตัวที่ 2 | 30 ฟัน |
| จำนวนฟันล้อสายพานตัวที่ 3 | 80 ฟัน |
| จำนวนฟันล้อสายพานตัวที่ 4 | 30 ฟัน |

เมื่อนำล้อสายพานมาคิดอัตราทดรวม จะได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\text{Belt ratio} = \left(\frac{Z_2}{Z_1}\right) \left(\frac{Z_4}{Z_3}\right)$$

แทนค่า จะได้

$$\text{Belt ratio} = \left(\frac{80}{30}\right) \left(\frac{80}{30}\right) = 7.111$$

จะพบว่า ค่าที่คำนวณมา มีอัตราทดที่สูงกว่าอัตราทดที่ต้องการคือ 6.25 แสดงว่าชุดทดกำลังสามารถทดรอบได้ถึง 15,000 rpm

### 3.3.2.2 เลือกกำลังที่ต้องส่ง

จากสมการของผู้ผลิตสายพาน

$$\text{Design power} = (\text{Safety}) \times (\text{Power})$$

จากข้อมูลของผู้ผลิตได้เลือกค่าความปลอดภัยมีค่าเป็น 1.4 และกำลังที่ต้องการส่ง 6.99 KW นำไปแทนค่าในสมการ จะได้

$$\text{Design power} = 1.4 \times 6.99 = 9.786 \text{ KW}$$

ชุดทดกำลังทดรอบจาก 2,400 rpm มาเป็น 15,000 rpm นำค่าที่ได้มาดูข้อมูลจากผู้ผลิตที่ความเร็วรอบ 15,000 rpm กับ Design power 9.786 KW จะได้ ล้อสายพานแบบฟันเฟืองชนิด 8M หน้ากว้าง 20 mm

โดยสรุปต้องเลือกใช้ ล้อสายพานแบบฟันเฟือง 2 ชนิด คือ

ล้อสายพานแบบฟันเฟืองชนิด 80-8M-20

ล้อสายพานแบบฟันเฟืองชนิด 30-8M-20



รูปที่ 3.9 ล้อสายพานชนิด 80-8M-20



รูปที่ 3.10 ล้อสายพานชนิด 30-8M-20

### คำนวณความยาวสายพาน

ในการเลือกใช้ความยาวสายพานควรมีการคำนวณจากระยะระหว่างล้อสายพานที่เรา กำหนดให้ห่างกัน เพื่อนำไปใช้ในการเลือกซื้อสายพานได้อย่างถูกต้องโดยมีวิธีคำนวณ ดังนี้ กำหนดให้

ระยะห่างระหว่างศูนย์กลางของล้อสายพานขับ และล้อสายพานตามมีค่าประมาณ  $C = 560$  mm

จากข้อมูลของล้อสายพาน

ล้อสายพานแบบฟันเฟืองขับขนาด 80 ฟันมี  $D_p = 203.72$  mm

ล้อสายพานแบบฟันเฟืองตามขนาด 30 ฟันมี  $d_p = 76.39$  mm

เมื่อคำนวณตามสมการที่ (2.135)

จะได้

$$L = (2 \times 560) + 1.57(203.72 + 76.39) + \frac{(203.72 - 76.39)^2}{4 \times 560}$$

$$L = 1567 \text{ mm}$$

ความยาวของสายพานมีค่าเป็น 1567 mm แต่ทางผู้ผลิตสายพานมีแต่ขนาด 1600 mm ดังนั้น จึงได้เลือกใช้ความยาวสายพานที่ 1600 mm

### 3.3.3 เพลลา

แบ่งการคำนวณออกเป็น 2 ส่วน คือ การหาขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของเพลลา และการหาความเร็ววิกฤตของเพลลา โดยในที่นี้จะกล่าวถึงเพลลาของเครื่องคอมเพรสเซอร์เท่านั้น

#### 3.3.3.1 การหาขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเพลลา

กำหนดให้

|                               |   |           |
|-------------------------------|---|-----------|
| เพลลาที่มีความยาว             | : | 0.6 m     |
| ค่าความปลอดภัย(Safety factor) | : | 275       |
| เลือกใช้วัสดุ                 | : | AISI 4140 |

โดยที่วัสดุมีค่าต่างๆดังนี้

|                          |   |       |                   |
|--------------------------|---|-------|-------------------|
| ความหนาแน่น              | : | 7850  | kg/m <sup>3</sup> |
| E                        | : | 205   | GPa               |
| S <sub>y</sub>           | : | 485   | MPa               |
| S <sub>ut</sub>          | : | 814   | MPa               |
| น้ำหนักล้อสายพาน         | : | 4.5   | N                 |
| น้ำหนักใบพัดคอมเพรสเซอร์ | : | 24.68 | N                 |

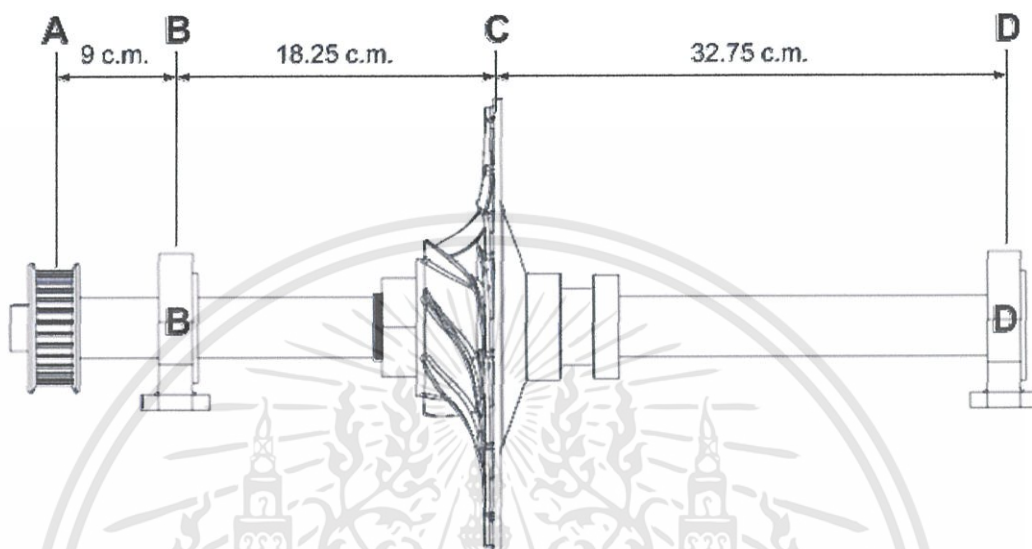
แรงบิดที่มากระทำแบ่งเป็น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แรงบิดจากใบพัดคอมเพรสเซอร์ : 4 N.m

แรงบิดจากล้อสายพาน : 4 N.m

จากที่ได้ทำการออกแบบเพลลาจะประกอบด้วยล้อสายพานตัวเล็ก, ใบพัดคอมเพรสเซอร์ และ  
แบริ่ง 2 จุดสำหรับรองรับเพลลา ดังแสดงในรูปที่ 3.11



รูปที่ 3.11 เพลลาของเครื่องคอมเพรสเซอร์

โดยเริ่มทำการคำนวณหาแรงปฏิกิริยาจากสมดุลแรง และสมดุลโมเมนต์ดังนี้

$$\sum F = F_A + F_C - R_B - R_D = 0$$

$$\sum M_D = F_A(X_{AD}) + F_C(X_{CD}) - R_B(X_{BD}) = 0$$

จะได้แรงปฏิกิริยา คือ

$$R_B = 21.14 \text{ N}$$

$$R_D = 8.04 \text{ N}$$

ทำการคำนวณหาโมเมนต์ดัดที่กระทำบนเพลลา

$$M_1 = -5(0) = 0 \text{ N.m}$$

$$M_2 = -5(0.09) = -0.45 \text{ N.m}$$

$$M_3 = -5(0.09) + 21.14(0) = -0.45 \text{ N.m}$$

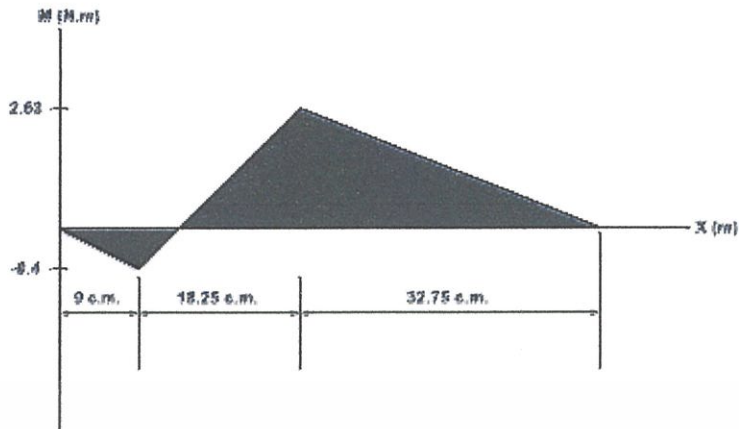
$$M_4 = -5(0.2725) + 21.14(0.1825) = 2.63 \text{ N.m}$$

$$M_5 = -5(0.2725) + 21.14(0.1825) - 24.68(0) = 2.63 \text{ N.m}$$

$$M_6 = -5(0.6) + 21.14(0.51) - 24.68(0.3275) = 0 \text{ N.m}$$

จะได้แผนภาพโมเมนต์ดัด ดังแสดงในรูปที่ 3.12

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.12 แผนภาพโมเมนต์ดัด

จะได้

$$M_a = 2.63 \text{ N.m}$$

$$M_m = T_a = 0 \text{ N.m}$$

$$T_m = 4 \text{ N.m}$$

ทำการหาค่าขีดจำกัดความล้าของวัสดุ จากสูตร

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S_e'$$

โดยกำหนดค่าคงที่ต่างๆ ดังนี้

ตารางที่ 3.1 สรุปค่าคงที่ที่ใช้ในการหาค่าขีดจำกัดความล้าของเพลลา

|          |        |
|----------|--------|
| $K_a$    | 0.7636 |
| $K_b$    | 0.836  |
| $K_c$    | 1      |
| $K_d$    | 1      |
| $K_e$    | 0.62   |
| $K_f$    | 1.5    |
| $K_{fs}$ | 1.5    |
| $S_e'$   | 407    |

จะได้สมการดังนี้

$$S_e = (0.7636)(0.836)(1)(1)(0.62)(1.5)(407) = 241.63 \text{ MPa}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หาขนาดของเพลาด้วยทฤษฎี DE-Goodman

จากสมการที่ (2.115)

แทนค่าลงไป จะได้

$$d = \left( \frac{16(275)}{\pi} \left\{ \frac{1}{(241.63 \times 10^6)} [4((1.5)(2.63))^2]^{1/2} + \frac{1}{(814 \times 10^6)} [3((1.5)(4))^2]^{1/2} \right\} \right)^{1/3}$$

$$d = 0.0399 \text{ m}$$

ได้ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของเพลาคือ 0.04 m

### 3.3.3.2 การหาความเร็ววิกฤตของเพล

ทำการแบ่งเพลออกเป็น 2 ช่วง เพื่อสะดวกต่อการคำนวณ

โมเมนต์ความเฉื่อยของเพลากลม  $I = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{\pi(0.04)^4}{64} = 1.256 \times 10^{-7} \text{ m}^4$

เริ่มด้วยการหาระยะโค้งของเพลแต่ละช่วง

ช่วงที่ 1 ตั้งแต่ A ถึง B

ความยาวช่วง AB : 0.09 m

จากวิธีของสมการที่ (2.123) จะได้

$$M = (-F_A)x_{AB}$$

$$\frac{\partial M}{\partial F_A} = (-x_{AB})$$

แทนค่าลงในสมการ

$$Y_A = \frac{\partial U}{\partial F_A} = \int_0^L \frac{1}{EI} \left( M \frac{\partial M}{\partial F_A} \right) dx$$

$$Y_A = \int_0^{0.09} \frac{1}{EI} ((-F_A)x_{AB})(-x_{AB}) dx$$

$$Y_A = \frac{4.5}{(205 \times 10^9)(1.256 \times 10^{-7})} \left( \frac{0.09^3}{3} \right) - 0$$

$$Y_A = 4.247 \times 10^{-8} \text{ m}$$

ช่วงที่ 2 ตั้งแต่ B ถึง D

ความยาวช่วง BD : 0.51 m

จากสมการที่ (2.122) แทนค่าลงในสมการ จะได้

$$Y_B = \frac{(24.68)(0.3275)(0.1825)}{6(205 \times 10^9)(1.256 \times 10^{-7})(0.51)} (0.51^2 - 0.3275^2 - 0.1825^2)$$

$$Y_B = 2.238 \times 10^{-6} \text{ m}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากนั้น หาความเร็ววิกฤตของแต่ละช่วง

จากสมการที่ (2.117)

$$\text{ช่วงที่ 1 : } \omega_{1AB} = \sqrt{\frac{(9.81)}{(4.247 \times 10^{-8})}} = 15,198.24 \text{ rad/s} = 145,132.5 \text{ rpm}$$

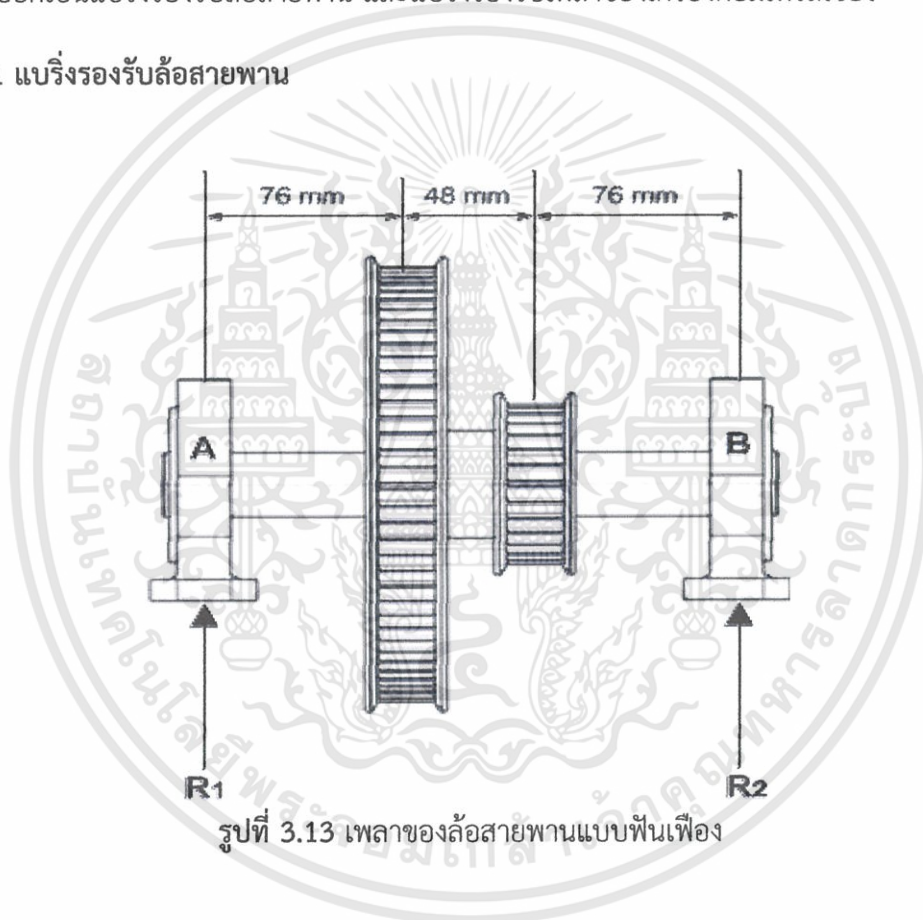
$$\text{ช่วงที่ 2 : } \omega_{1BD} = \sqrt{\frac{(9.81)}{(2.238 \times 10^{-6})}} = 2,093.65 \text{ rad/s} = 19,992.9 \text{ rpm}$$

จากผลการคำนวณจะเห็นว่า เฟลาที่ได้ออกแบบนี้สามารถใช้งานได้ที่ความเร็ว 15,000 rpm

### 3.3.4 แบริ่ง

จะแบ่งออกเป็นแบริ่งรองรับล้อสายพาน และแบริ่งรองรับเฟลาของเครื่องคอมเพรสเซอร์

#### 3.3.4.1 แบริ่งรองรับล้อสายพาน



รูปที่ 3.13 เฟลาของล้อสายพานแบบฟันเฟือง

กำหนดให้

เฟลามีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 3 c.m.

หมุนที่ความเร็วรอบ 6,400 rpm

แบริ่งยี่ห้อ FAG รุ่น 6206 2Z

มีค่า  $C = 14000 \text{ N}$ ,  $C_0 = 7800 \text{ N}$

แรงปฏิกิริยา R1 มีค่า 86.764 N

แรงปฏิกิริยา R2 มีค่า 222.143 N

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หาอายุการใช้งาน

คิดที่แบร์ริง A

จากนั้นนำค่าที่ได้ไปคำนวณหาอายุการใช้งานตามสมการที่ (2.130) ดังนี้  
เมื่อ  $k = 3$  แทนค่า จะได้

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^k = \left(\frac{14000}{86.764}\right)^3$$

$$L_{10} = 4.201 \times 10^6 \text{ ล้านรอบ}$$

คิดที่แบร์ริง B

จากนั้นนำค่าที่ได้ไปคำนวณหาอายุการใช้งานตามสมการ ดังนี้

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^k = \left(\frac{14000}{222.143}\right)^3$$

$$L_{10} = 0.25 \times 10^6 \text{ ล้านรอบ}$$

### 3.3.4.2 แบร์ริงรองรับเพลลาของเครื่องคอมเพรสเซอร์

จากรูปที่ 3.11 กำหนดให้

เพลลามีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 4 c.m.

หมุนที่ความเร็วรอบ 15,000 rpm

แบร์ริงยี่ห้อ NTN รุ่น 7008 UC

มีค่า  $C = 21400 \text{ N}$ ,  $C_0 = 16800 \text{ N}$

แรงปฏิกิริยาที่จุด B มีค่า 21.14 N

แรงปฏิกิริยาที่จุด D มีค่า 8.04 N

หาอายุการใช้งาน

คิดที่แบร์ริง B

จากนั้นนำค่าที่ได้ไปคำนวณหาอายุการใช้งานตามสมการ ดังนี้

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^k = \left(\frac{21400}{21.14}\right)^3$$

$$L_{10} = 1.037 \times 10^9 \text{ ล้านรอบ}$$

คิดที่แบร์ริง D

จากนั้นนำค่าที่ได้ไปคำนวณหาอายุการใช้งานตามสมการ ดังนี้

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^k = \left(\frac{21400}{8.04}\right)^3$$

$$L_{10} = 1.886 \times 10^{10} \text{ ล้านรอบ}$$

## บทที่ 4

# การวิเคราะห์ระบบท่อและผลการคำนวณ

### 4.1 การออกแบบขนาดท่อทางออก

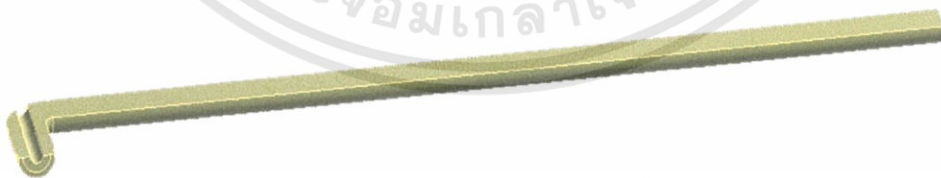
การออกแบบท่อทางออกสำหรับคอมเพรสเซอร์แบบแรงเหวี่ยงขนาด 60 KW อาศัยข้อมูลพื้นฐานตามมาตรฐานของ ASME-PTC10[4] ประกอบกับการประยุกต์ใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของการไหลในท่อเพื่อศึกษารูปเลี้ยวความเร็วของของไหลในท่อ (Velocity profile) ที่เหมาะสมกับอุปกรณ์วัดโดยเราทำการศึกษาการไหลแบบที่พัฒนาเต็มที่ (Fully develop)

#### 4.1.1 การสร้างแบบจำลอง

เริ่มแรกทำการอ้างอิงขนาด และวัสดุจากท่อพีวีซีนำมาเป็นแบบวาด และทำการสร้างแบบจำลองโดยใช้โปรแกรม SIEMENS NX8.0 กำหนดให้ค่าเริ่มต้นของแบบจำลองดังตารางที่ 4.1 ให้เงื่อนไขเป็นการจำลองแบบสมมาตรเป็นผลทำให้ท่อมีรูปร่างเพียงครึ่งเดียว และหลังจากใส่ข้อมูลต่างๆลงไปในโปรแกรม และวาดออกมาได้ผลลัพธ์ของแบบจำลองเบื้องต้นดังแสดงในรูปที่ 4.1

ตารางที่ 4.1 ขนาดเบื้องต้นของแบบจำลอง

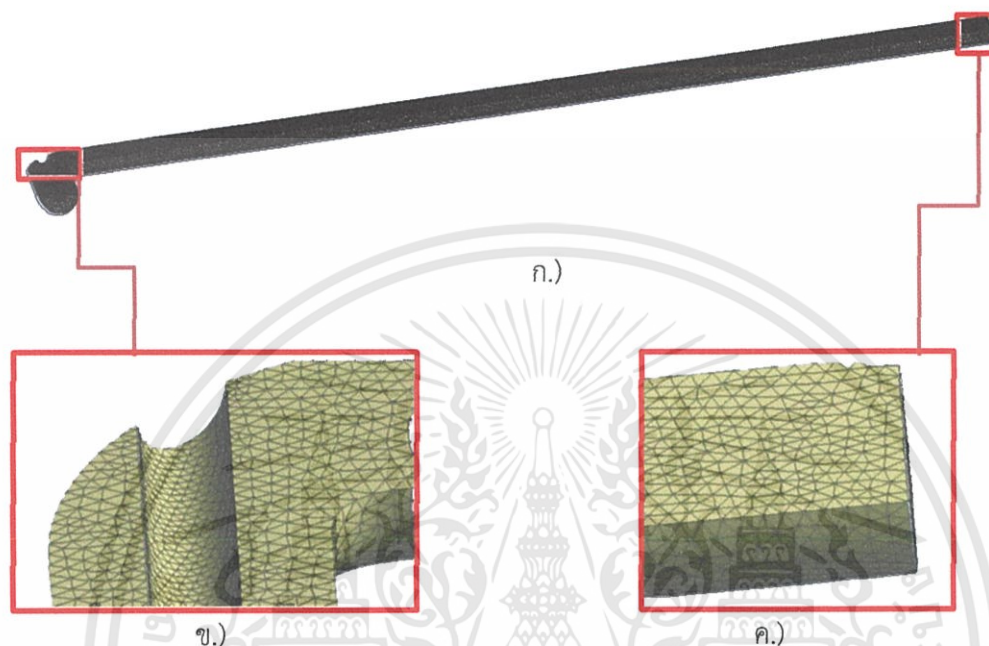
| รายละเอียด                               | ขนาด(mm) |
|------------------------------------------|----------|
| เส้นผ่านศูนย์กลางท่อ                     | 125      |
| ความยาวท่อก่อนมุม 90องศา                 | 300      |
| ความยาวท่อหลังมุม 90องศา จนถึงอุปกรณ์วัด | 3000     |
| ขนาดของเพลลาที่อยู่กลางท่อ               | 40       |



รูปที่ 4.1 แบบจำลอง 3 มิติจากขนาดเบื้องต้น

#### 4.1.2 การสร้างเมช (Mesh)

เป็นการสร้างขอบเขตของพื้นที่ของการคำนวณแบบจำลองโดยการสร้างพื้นที่ขนาดเล็กๆ ขึ้น เพื่อแบ่งชิ้นงานให้ละเอียด เราใช้โปรแกรม ANSYS ICEM CFD กำหนดขอบเขตของแบบจำลอง เบื้องต้นที่ขนาดของเมชใหญ่สุดเท่ากับ 0.012 m ได้ขนาดของเมชออกมาดังแสดงในรูปที่ 4.2



รูปที่ 4.2 ก.), ข.), และ ค.) แบบจำลอง 3มิติที่ได้ทำการสร้างเมชเพื่อใช้คำนวณ

จากรูปที่ 4.2 ข.) และ ค.) เห็นได้ว่าการสร้างพื้นที่จำลองขนาดเล็กในแบบจำลองเบื้องต้น โดยพื้นที่จำลองนั้นเรียกว่าเมช

#### 4.1.3 การกำหนดเงื่อนไขขอบเขต

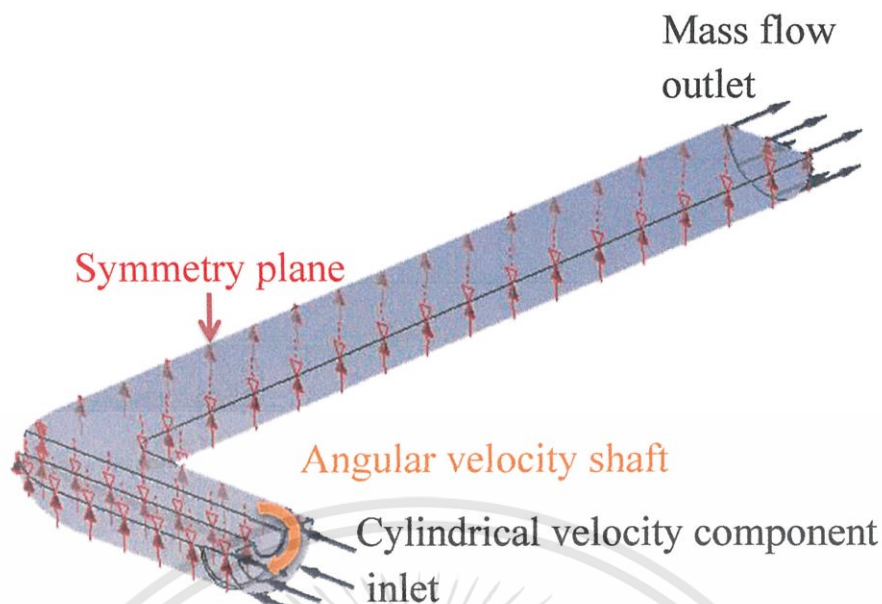
ขั้นแรกของการออกแบบกำหนดเงื่อนไขขั้นต้นมาจากนักศึกษาระดับปริญญาโทที่ทำงานร่วมกัน[1] ได้หาผลลัพธ์ และทำการพิจารณาออกมา โดยใช้โปรแกรม ANSYS CFX ในการคำนวณดังแสดงในตารางที่ 4.2

#### ตารางที่ 4.2 เงื่อนไข และขอบเขต

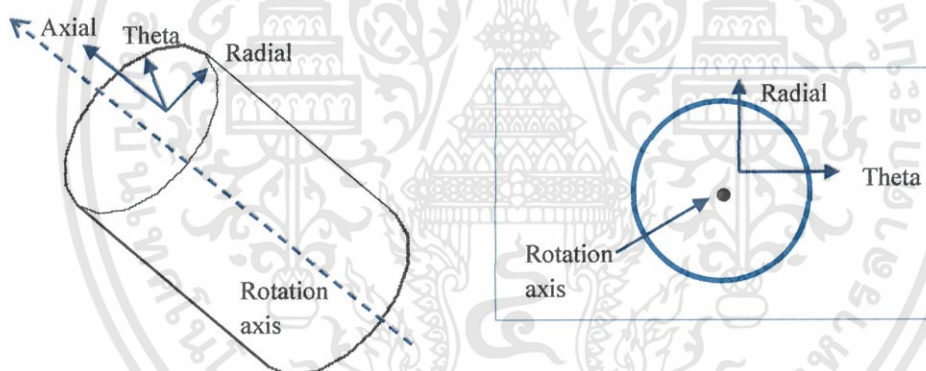
| รายละเอียด                   | ขนาด                   |
|------------------------------|------------------------|
| <b>ทางเข้า</b>               |                        |
| Flow Direction               | Cylindrical Components |
| Unit Vector Axial Component  | 74.162                 |
| Unit Vector Theta Component  | -61.59                 |
| Unit Vector Radial Component | -125.79                |
| Total Temperature (K)        | 337.67                 |
| Relative Pressure (Pa)       | 22240                  |
| Shaft (RPM)                  | 15000                  |
| <b>ทางออก</b>                |                        |
| Mass Flow Rate (kg/s)        | 0.19595                |
| Type                         | SYMMETRY               |
| Turbulence model             | Shearstress transport  |
| Discretization               | High resolution        |

ค่าที่กำหนดจะมีค่าที่ทางเข้า (Inlet) ที่กำหนดให้เป็นการไหลแบบทรงกระบอกโดยกำหนดทิศทางการไหลเป็นเวกเตอร์ (Vector) หนึ่งหน่วยตามทิศทางโดยเริ่มจากทิศทางตามแนวแกน (Axial) ตามด้วยทิศทางเส้นรอบรูป (Theta) และทิศทางตามแนวรัศมี (Radial) มีการอธิบายรูปแบบการไหลในทิศทางต่างๆดังรูปที่ 4.4

ต่อจากนั้นเป็นเงื่อนไขของเพลา (Shaft) ที่หมุนอยู่ในท่อช่วงก่อนถึงมุมมองศา และที่ทางออก (Outlet) เป็นค่าอัตราการไหลเชิงมวล (Mass flow rate) ทำให้ได้รูปของแบบจำลองดังรูปที่ 4.3



รูปที่ 4.3 ขอบเขตของท่อที่ใช้ในการคำนวณ



รูปที่ 4.4 ทิศทางการไหลในแบบต่างๆ ของทางเข้าในรูปแบบ 3 มิติ และ 2 มิติ

จากรูปจะเห็นได้ว่าทิศทางการไหลเข้าของอากาศเข้าไปในท่อตามทิศทางของค่าที่กำหนดไว้ และทิศทางการไหลของอากาศเป็นแบบการหมุนวน

#### 4.1.4 กรณีศึกษา

การจำลองแบบเบื้องต้นได้ทำการศึกษาพฤติกรรมการไหลของของไหลในท่อว่ามีการจัดเรียงตัวให้อยู่ในรูปแบบพัฒนาเต็มที่(Fully develop)หรือไม่ โดยกำหนดกรณีของการจำลองเป็นแบบต่างๆ ดังนี้ มีการอธิบายช่วงต่างๆ ไว้ดังรูปที่ 4.5 และอธิบายขนาดของข้อต่อลวดในภาคผนวก ข.

- ช่วงที่ 1 เริ่มตั้งแต่ 100, 200, 300, 400 และ 500 mm
- ช่วงที่ 2 ใช้ที่ 45 และ 90 องศา
- ช่วงที่ 3 เริ่มตั้งแต่ 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9 และ 10 m
- การเพิ่มข้อต่อลวดหลังช่วงที่ 2 จาก 125 mm เป็น 100, 80 และ 65 mm

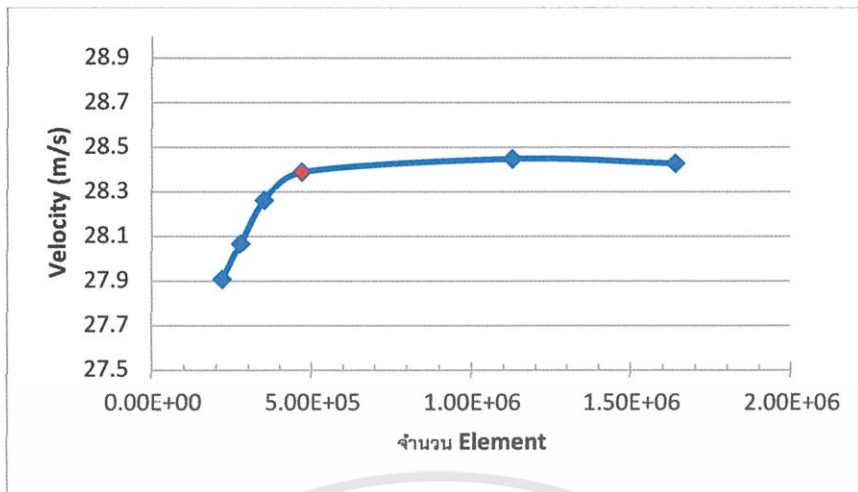


รูปที่ 4.5 อธิบายเงื่อนไขของช่วงต่างๆ ที่ใช้คำนวณ

## 4.2 ผลการคำนวณขนาดท่อ

### 4.2.1 การหาจำนวนเมช (mesh) ที่เหมาะสม

การศึกษาการคำนวณในขั้นต้นทำให้รู้ว่าจำนวนเมช (mesh) มีผลต่อการคำนวณเพราะฉะนั้นจำเป็นต้องมีการหาจำนวนเมช (mesh) ที่มีขนาดเหมาะสมกับแบบจำลอง จากทฤษฎีที่ว่าจำนวนเมช (mesh) ยิ่งเยอะยิ่งทำให้มีการคำนวณที่แม่นยำ โดยแบบจำลองนี้ได้ทำการศึกษาคำนวณขนาดใหญ่สุดของเมช (mesh) ตั้งแต่ 0.012, 0.011, 0.01, 0.009, 0.007, 0.006 m ตามลำดับ โดยทำการเปรียบเทียบผลเฉลยระหว่างความเร็วกับจำนวนเมช (mesh) จะได้ผลดังแสดงในรูปที่ 4.6

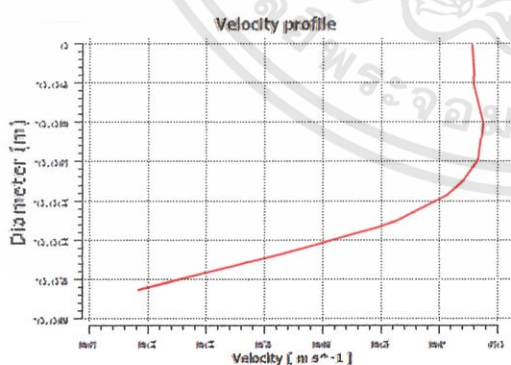


รูปที่ 4.6 ผลของการเปลี่ยนแปลงจำนวนเมชเนื่องจากความเร็ว

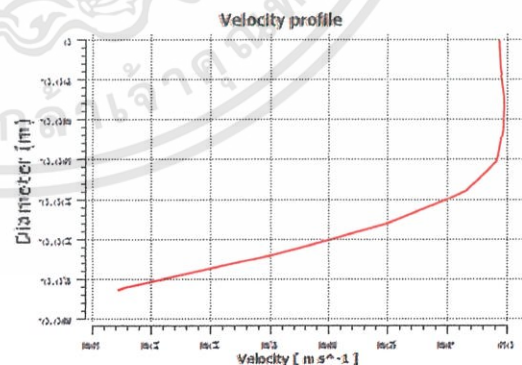
จากรูปที่ 4.6 เห็นได้ว่าผลของการจำลองเริ่มมีค่าใกล้เคียงกันที่ขนาดของเมช (mesh) เท่ากับ 0.009 m ที่จำนวนเมชเท่ากับ 4.70E+05element เป็นเหตุผลที่ทำให้เลือกขนาดของเมชนี้มาใช้ในการจำลอง

#### 4.2.2 ผลการจำลองช่วงที่ 1

เป็นการศึกษารูปเส้นความเร็วของของไหลในท่อ (Velocity profile) เริ่มจากการปรับเปลี่ยนค่าที่มีผลต่อการเปลี่ยนแปลงพฤติกรรมของของไหลในท่อ เริ่มจากการปรับเปลี่ยนความยาวท่อในช่วงที่ 1 เป็นการแสดงผลการจำลองตั้งแต่ช่วงกลางท่อจนถึงผิวท่อตามความยาวของเส้นผ่านศูนย์กลางในเงื่อนไขของระนาบสมมาตร (Symmetry plane) โดยใช้เงื่อนไขจากตารางที่ 4.2 มีผลดังรูปที่ 4.7

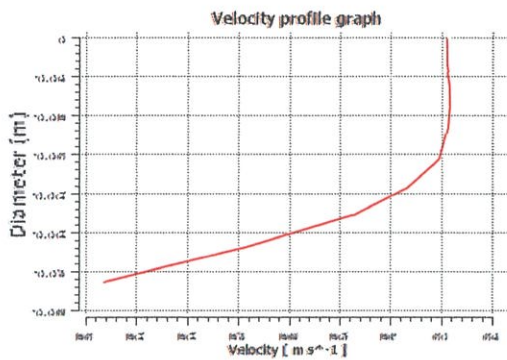


ก.) ความยาว 100 mm

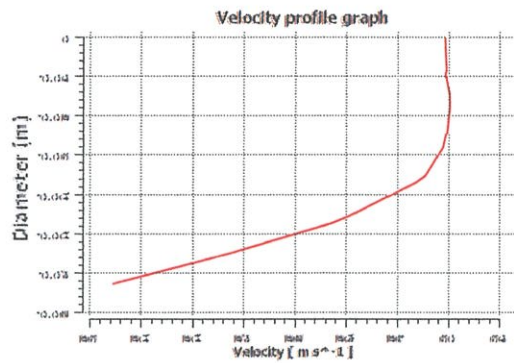


ข.) ความยาว 200 mm

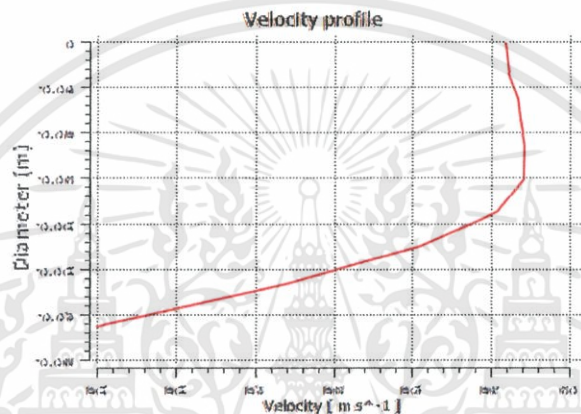
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



ค.) ความยาว 300 mm



ง.) ความยาว 400 mm



จ.) ความยาว 500 mm

รูปที่ 4.7 ก.), ข.), ค.), ง.) และ จ.) แสดงพฤติกรรมกระจายความเร็วของของไหลในท่อที่ความยาว 100 – 500 mm

เนื่องจากเงื่อนไขที่จำกัดในเรื่องขนาดของเพลลาที่มีความยาวมากเกินไปผลต่อความแข็งแรงของเพลลาทำให้มีความจำเป็นที่ต้องใช้ความยาวก่อนถึงองศาการหักที่ระยะ 300 mm

#### 4.2.3 ผลการจำลองครั้งที่ 2

หลังจากการศึกษาช่วงความยาวก่อนองศา ขั้นต่อมาจะศึกษาการเปลี่ยนแปลงของมุมมอง โดยที่เลือกมาแค่ 2 มุม มีมุม 45 และ 90 องศา ตามของที่มีในตลาดเพื่อสะดวก ในการสร้างและติดตั้ง ผลการจำลองที่ได้ออกมาจะเป็นค่าที่ช่วงปลายทางออกของท่อที่มีความยาวขนาด 3 m เท่ากัน ทั้งมุม 90 และ 45 องศา มีผลลัพธ์ดังตารางที่ 4.3

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

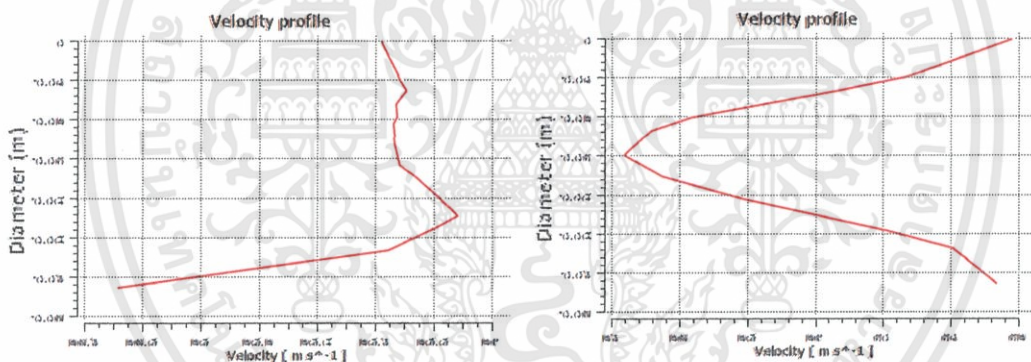
ตารางที่ 4.3 ผลการคำนวณค่าต่างๆที่ปลายทางออก

| Angle     | Distance(m) | Velocity(m/s) | Pressure(Pa) | Total Pressure(Pa) |
|-----------|-------------|---------------|--------------|--------------------|
| 45 degree | 0.3         | 28.17         | 9935.78      | 10397.3            |
| 90 degree | 0.3         | 27.29         | 10279.9      | 10725.8            |

จากผลคำนวณจะเห็นได้ว่าที่ข้อต่อ 45 และ 90 องศา จากตารางที่ 4.3 ความเร็วและความดันแตกต่างกันเพียงเล็กน้อยเท่านั้น ดังนั้นเมื่อพิจารณาถึงอุปสรรคในการผลิตและการติดตั้งเห็นได้ว่าใช้ข้อต่อ 45 องศา ทำให้การเจาะรูที่มีการใส่เพลลาในท่อนั้นทำได้ยากและใช้พื้นที่ในการทดสอบมากกว่าข้อต่อ 90 องศา

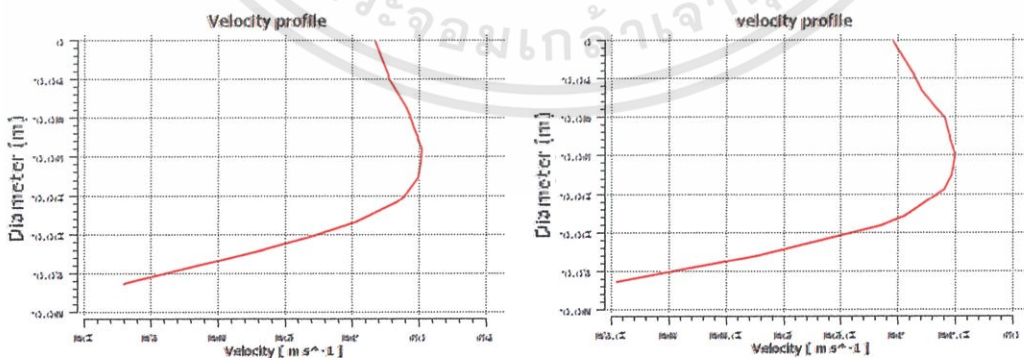
#### 4.2.4 ผลการจำลองช่วงที่ 3 ที่ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ 125 mm

หลังจากที่ได้จำลองความยาวในช่วงก่อนมุมมองแล้วต่อไปเป็นการศึกษาหลังช่วงที่ 2 เพื่อหาพฤติกรรมการไหลที่พัฒนาเต็มที่ (Fully develop) โดยทำการศึกษาช่วงความยาวท่อตั้งแต่ 1-10 m มีผลดังแสดงในรูปที่ 4.8



ก.) ความยาว 1 m

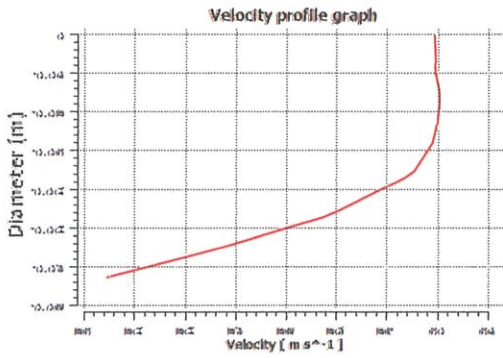
ข.) ความยาว 2 m



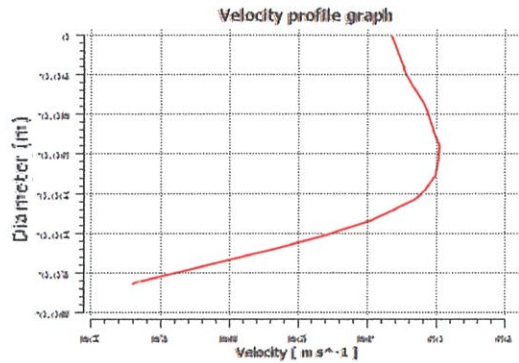
ค.) ความยาว 3 m

ง.) ความยาว 4 m

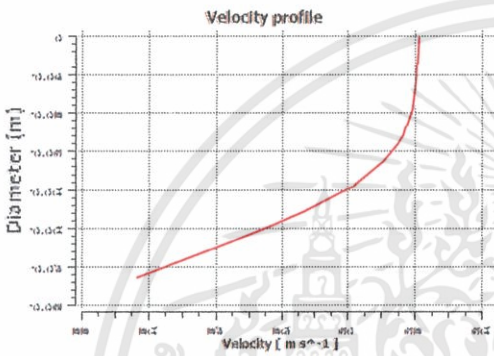
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



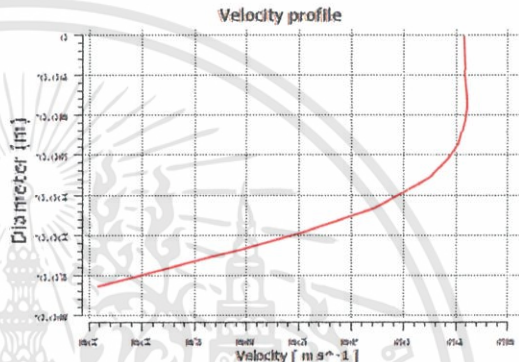
จ.) ความยาว 5 m



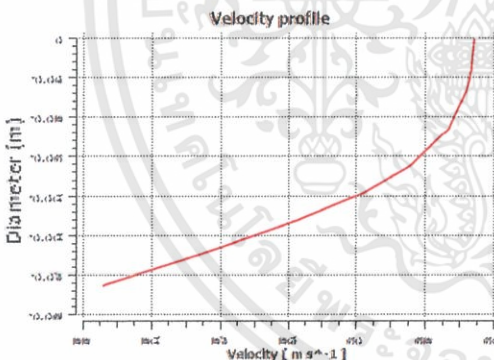
ฉ.) ความยาว 6 m



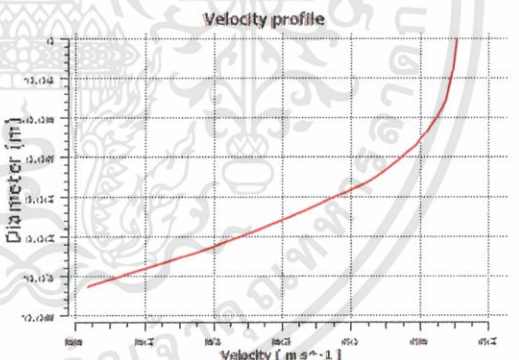
ช.) ความยาว 7 m



ซ.) ความยาว 8 m



ญ.) ความยาว 9 m



ฎ.) ความยาว 10 m

รูปที่ 4.8 ก.), ข.), ค.), ง.), จ.), ฉ.), ช.), ซ.), ญ.) และ ฎ.) แสดงการกระจายความเร็วของไหลหลังมุมองศาที่มีความยาว 1-10 m

จากผลการจำลองข้างต้นเห็นว่าพฤติกรรมการไหลของของไหลในท่อเริ่มที่จะเรียงเข้าสู่ช่วงที่การไหลพัฒนาเต็มที่ (Fully develop) อยู่ที่ระยะความยาว 9 m เป็นต้นไปเพราะรูปเสี้ยวความเร็ว (Velocity profile) เริ่มมีการเปลี่ยนรูปร่างเป็นโค้งพาราโบลา พฤติกรรมการไหลของของไหลที่ระยะ 1- 8 m เห็นว่าเป็นช่วงพฤติกรรมการไหลที่เริ่มเข้าสู่สภาวะการไหลพัฒนาเต็มที่ (Fully develop)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หรือที่เรียกว่าช่วงการไหลในย่านขาเข้า (Entrance region) เพราะรูปเสี้ยวความเร็ว (Velocity profile) ยังคงมีการเปลี่ยนแปลงเรื่อยๆเพื่อพัฒนาตัวเองไปสู่รูปร่างของโค้งพาราโบลา

#### 4.2.5 ผลของการจำลองแบบขั้นแรก

จากผลการจำลองในแบบแรกทำให้สรุปผลได้ว่า เลือกทำการติดตั้งท่อที่มีความยาวก่อนมุมมองเสาเท่ากับ 0.3 m มีมุมมองเสาเท่ากับ 90 องศาและความยาวท่อหลังมุมมองเสาจนถึงจุดติดตั้งอุปกรณ์วัดที่ 9 m ดังแสดงในรูปที่ 4.9

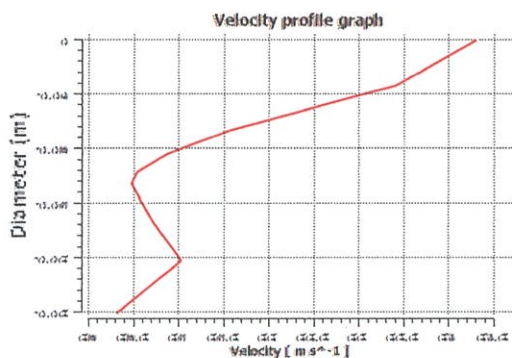


รูปที่ 4.9 แบบจำลอง 3 มิติของท่อจากผลการทดลองขั้นแรก

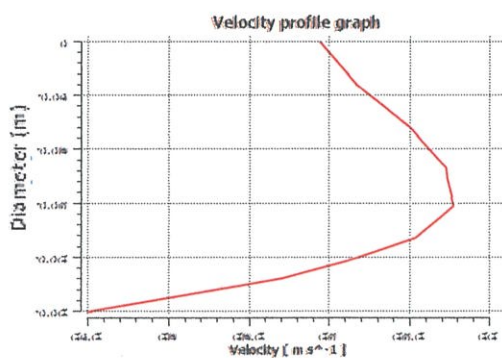
จากรูปที่ 4.9 เห็นได้ว่าแบบจำลองนี้มีความยาวของท่อหลังมุมมองเสามากเกินไปถึง 9 m เป็นเหตุจำเป็นทำให้ต้องหากระบวนการที่เปลี่ยนแปลงขนาดท่อให้มีขนาดที่สั้นลง เนื่องจากต้องการใช้พื้นที่สำหรับชุดทดสอบให้น้อยที่สุดและเกิดประโยชน์มากที่สุดเท่าที่ทำได้ ทั้งนี้เลือกกระบวนการลดขนาดของท่อโดยการใส่ข้อต่อลดเพื่อลดขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ การเปลี่ยนแปลงขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อให้ลดลงเพื่อให้ระยะความยาวของท่อมีขนาดสั้นลงโดยพิจารณาตามมาตรฐานของ ASME-PTC10[4] เริ่มนับความยาวของท่อตั้งแต่หลังช่วงที่ 2 เป็นต้นไป

#### 4.2.6 ผลการจำลองของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของข้อต่อลดเป็น 100 mm

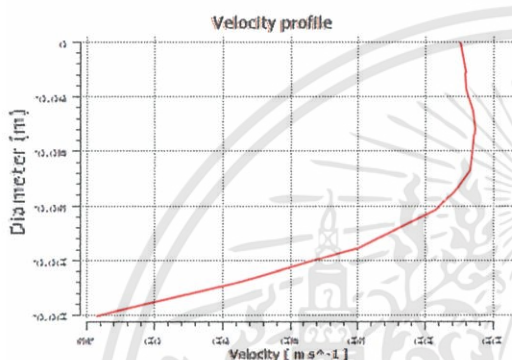
ในงานวิจัยนี้ทำการศึกษาอิทธิพลของข้อต่อลดในช่วงของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางตั้งแต่ 100, 80, 65 mm ตามลำดับ อ้างอิงจากขนาดท่อมาตรฐานที่สามารถหาได้ในภาคผนวก ข ทำให้มีผลดังแสดงในรูปที่ 4.10



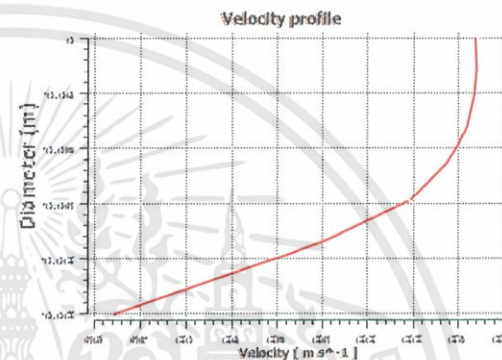
ก.) ความยาว 1 m



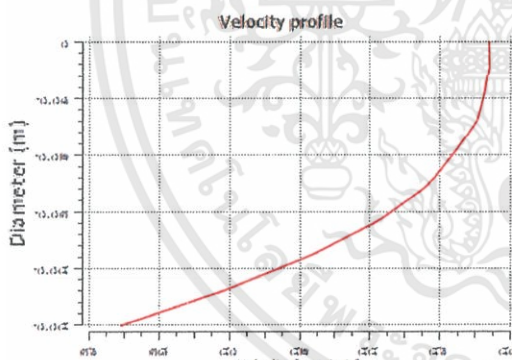
ข.) ความยาว 2 m



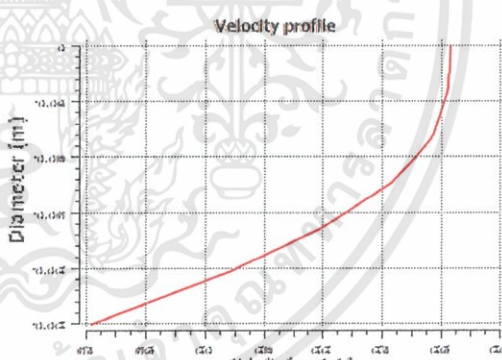
ค.) ความยาว 3 m



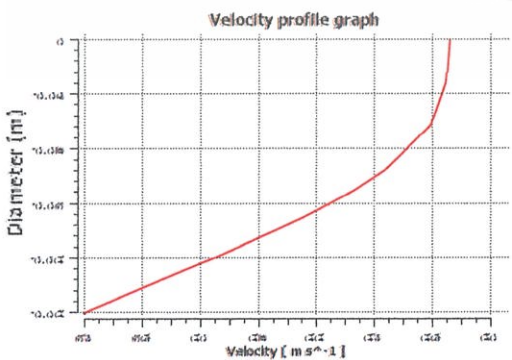
ง.) ความยาว 4 m



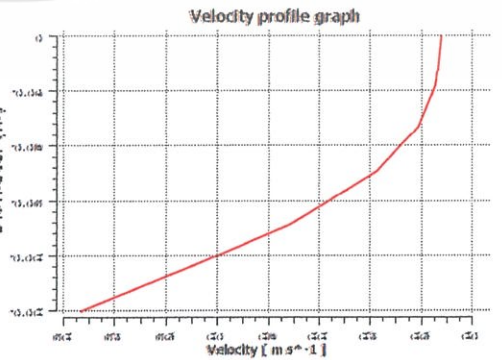
จ.) ความยาว 5 m



ฉ.) ความยาว 6 m

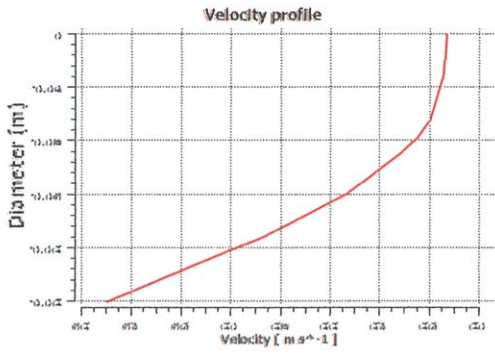


ช.) ความยาว 7 m

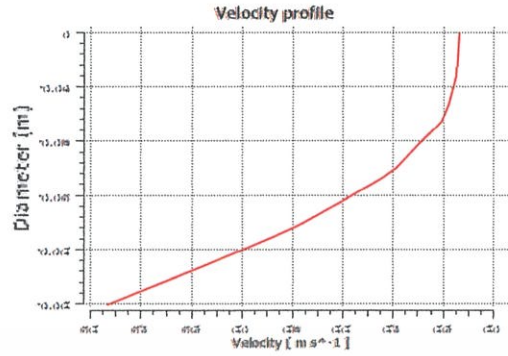


ซ.) ความยาว 8 m

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



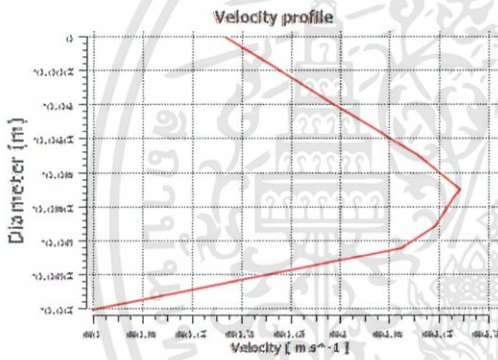
ญ.) ความยาว 9 m



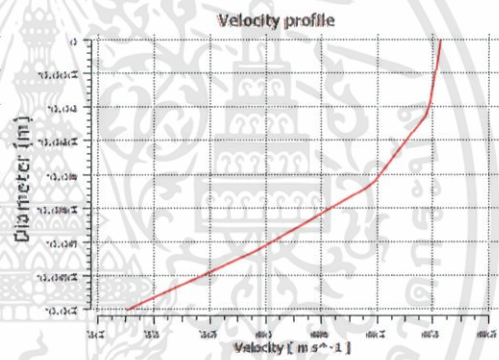
ฎ.) ความยาว 10 m

รูปที่ 4.10 ก.), ข.), ค.), ง.), จ.), ฉ.), ช.), ซ.), ญ.) และ ฎ.) แสดงการกระจายความเร็วของของไหลหลังมุมมองาเมื่อมีการลดขนาดท่อเหลือ 100 mm ที่ความยาว 1-10 m

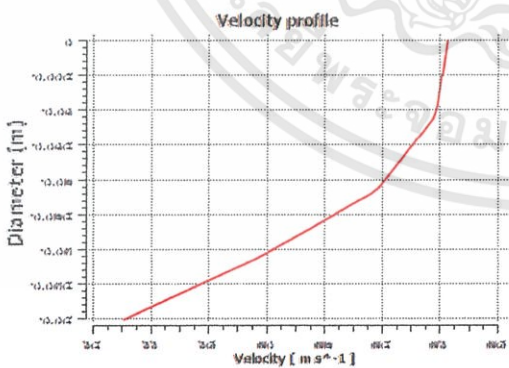
#### 4.2.7 ผลการจำลองของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของข้อต่อลดเป็น 80 mm



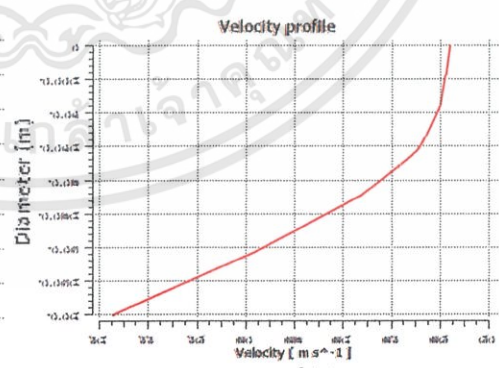
ก.) ความยาว 1 m



ข.) ความยาว 2 m

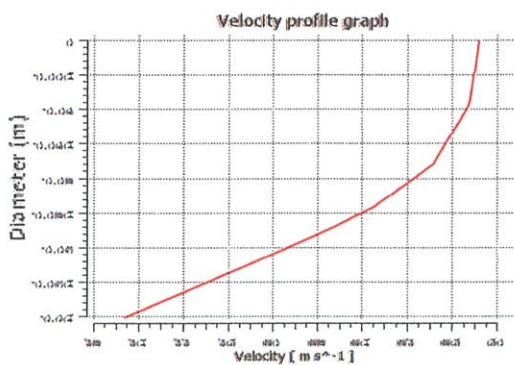


ค.) ความยาว 3 m

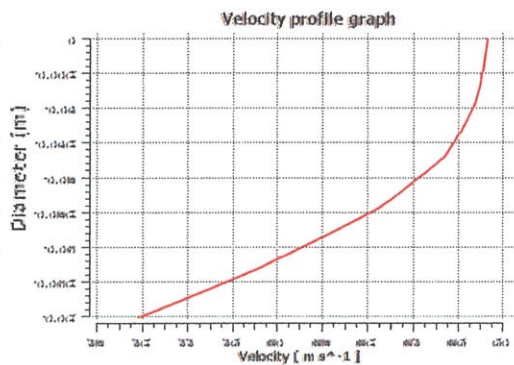


ง.) ความยาว 4 m

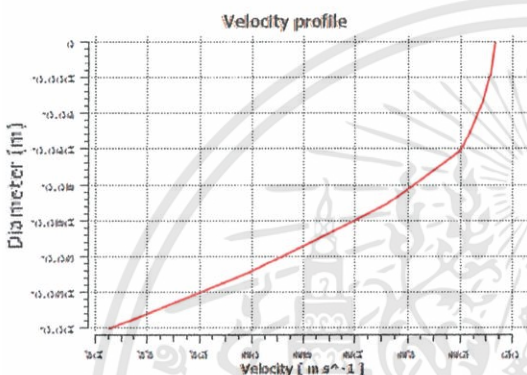
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



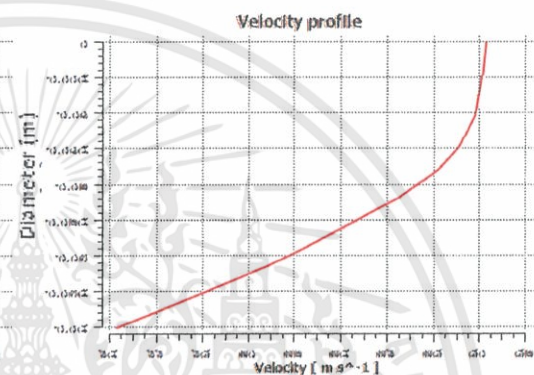
จ.) ความยาว 5 m



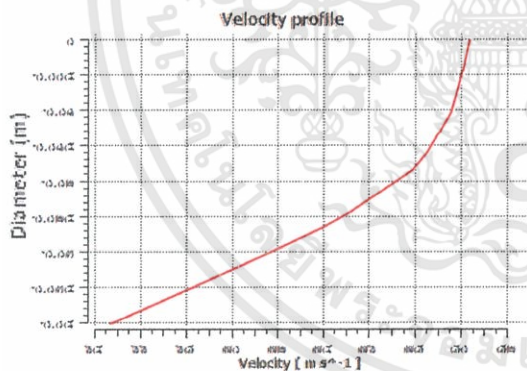
ฉ.) ความยาว 6 m



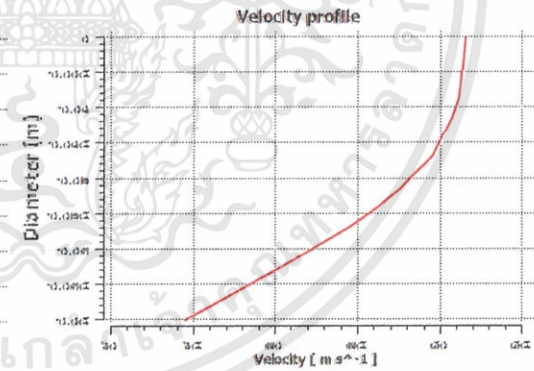
ช.) ความยาว 7 m



ซ.) ความยาว 8 m



ญ.) ความยาว 9 m

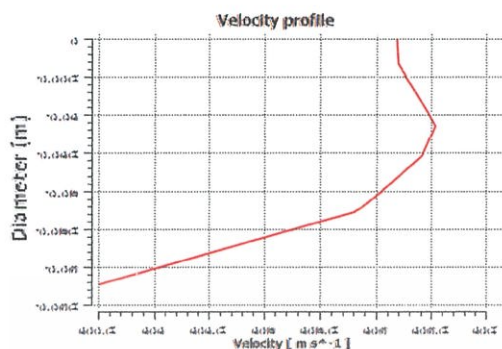


ฎ.) ความยาว 10 m

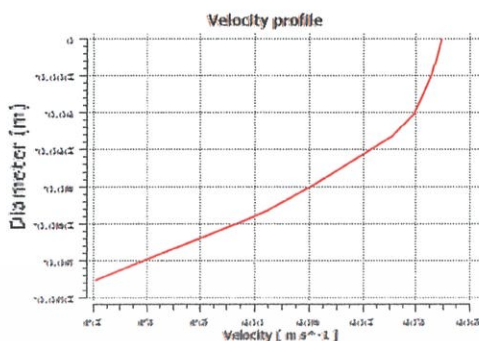
รูปที่ 4.11 ก.), ข.), ค.), ง.), จ.), ฉ.), ช.), ซ.), ญ.) และ ฎ.) แสดงการกระจายความเร็วของของไหลหลังมุมมองาเมื่อมีการลดขนาดท่อเหลือ 80 mm ที่ความยาว 1-10 m

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

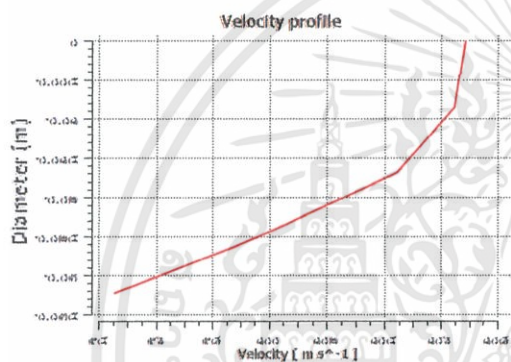
#### 4.2.8 ผลการจำลองของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของข้อต่อลดเป็น 65 mm



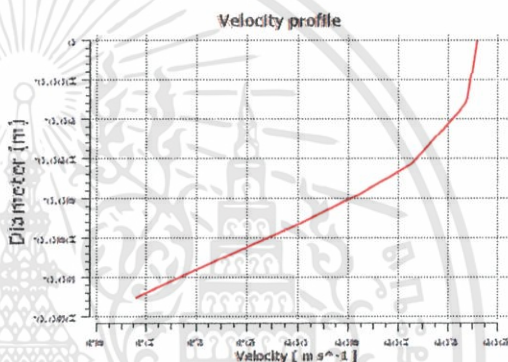
ก.) ความยาว 1 m



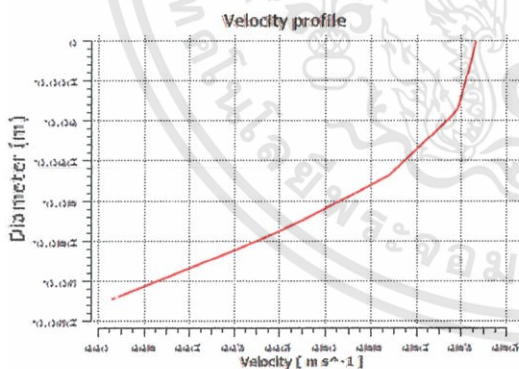
ข.) ความยาว 2 m



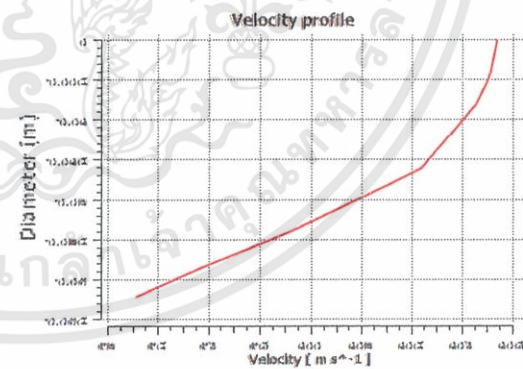
ค.) ความยาว 3 m



ง.) ความยาว 4 m

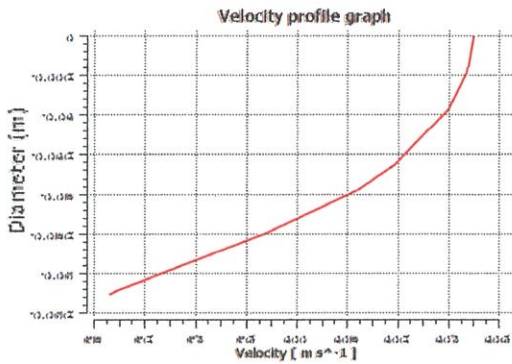


จ.) ความยาว 5 m

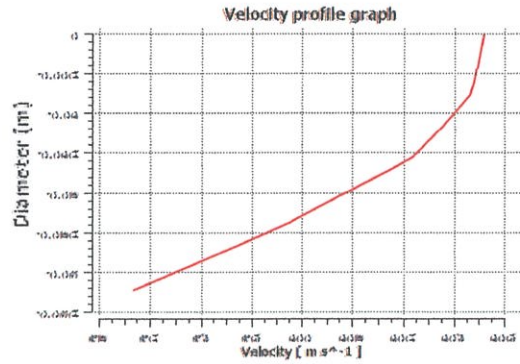


ฉ.) ความยาว 6 m

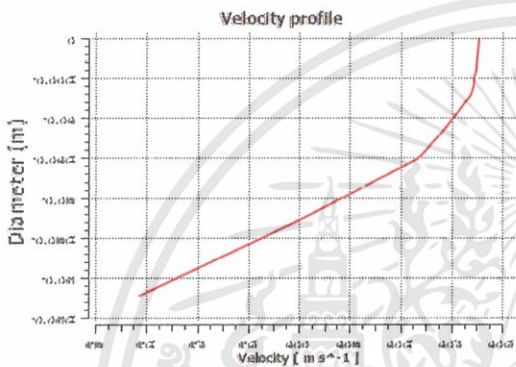
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



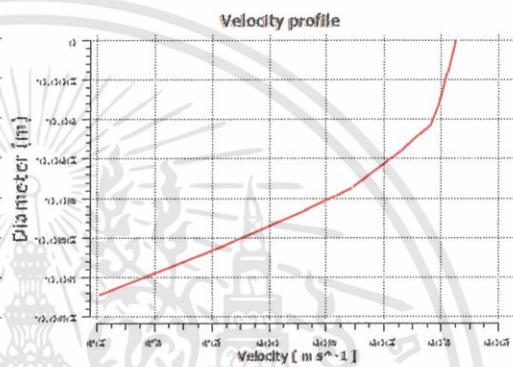
ช.) ความยาว 7 m



ข.) ความยาว 8 m



ญ.) ความยาว 9 m



ฎ.) ความยาว 10 m

รูปที่ 4.12 ก.), ข.), ค.), ง.), จ.), ฉ.), ช.), ซ.), ญ.) และ ฎ.) แสดงการกระจายความเร็วของไหลหลังมุมมองเมื่อมีการลดขนาดท่อเหลือ 65 mm ที่ความยาว 1-10 m

จากรูปที่ 4.10 ก.) ถึง ฎ.) แสดงพฤติกรรมการไหลของของไหลที่ระยะความยาวท่อต่างๆ ที่แตกต่างกันตั้งแต่ 1 – 10 m และความยาวท่อที่ระยะ 1-3 m เป็นช่วงที่พฤติกรรมการไหลช่วงการไหลในย่านขาเข้า (Entrance region) สังเกตได้จากการเรียงตัวของรูปเสี้ยวความเร็ว (Velocity profile) ที่ค่อยๆ เรียงตัวให้อยู่ในรูปของโค้งพาราโบลา และที่ระยะ 4 -10 m เป็นช่วงที่พฤติกรรมการไหลเป็นแบบพัฒนาเต็มที่ (Fully develop) คือลักษณะของรูปเสี้ยว (Velocity profile) ความเร็วเริ่มคงที่เป็นโค้งพาราโบลาตั้งแต่ 4-10 m ตามลำดับ

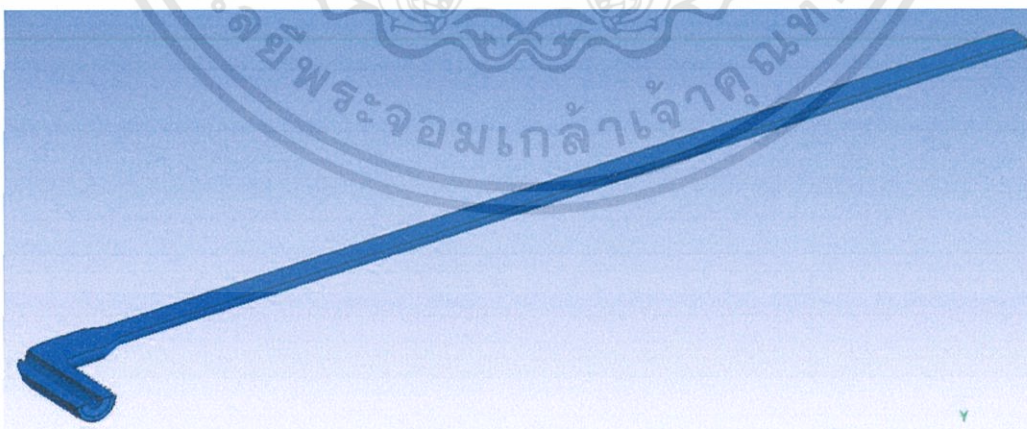
จากรูปที่ 4.11 ก.) ถึง ฎ.) แสดงพฤติกรรมการไหลของของไหลที่ระยะความยาวท่อต่างๆ ที่แตกต่างกันตั้งแต่ 1 – 10 m และความยาวท่อที่ระยะ 1 m เป็นช่วงที่พฤติกรรมการไหลช่วงการไหลในย่านขาเข้า (Entrance region) และที่ระยะ 2 -10 m เป็นช่วงที่พฤติกรรมการไหลเป็นแบบพัฒนาเต็มที่ (Fully develop) คือลักษณะของรูปโครงสร้างความเร็วเริ่มคงที่เป็นโค้งพาราโบลาตั้งแต่ 2-10 m ตามลำดับ

จากรูปที่ 4.12 ก.) ถึง ฎ.) แสดงพฤติกรรมการไหลของของไหลที่ระยะความยาวท่อต่างๆ ที่แตกต่างกันตั้งแต่ 1 – 10 m และความยาวท่อที่ระยะ 1 m เป็นช่วงที่พฤติกรรมการไหลช่วงการไหล

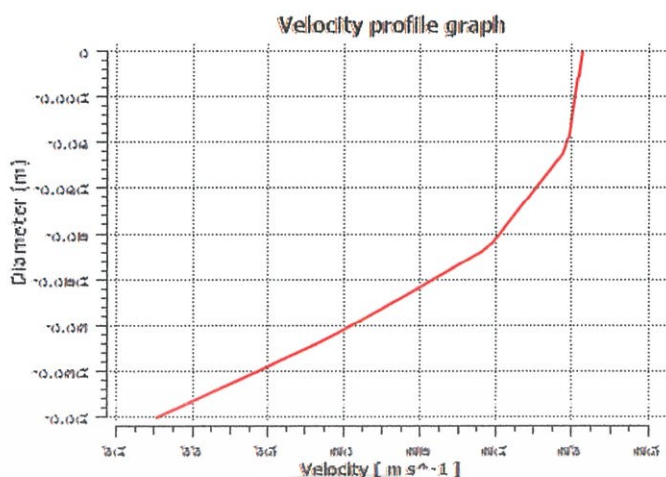
ในย่านขาเข้า (Entrance region) และที่ระยะ 2 -10 m เป็นช่วงที่พฤติกรรมการไหลเป็นแบบพัฒนาเต็มที่ (Fully develop) คือลักษณะของรูปโครงสร้างความเร็วเริ่มคงที่เป็นโค้งพาราโบลาตั้งแต่ 2-10 m ตามลำดับ โดยรูปที่ 4.11 กับ 4.12 มีพฤติกรรมการไหลที่คล้ายๆกันมีความแตกต่างกันในช่วง 1 m ที่รูปเสี้ยวความเร็ว (Velocity profile) ของรูปที่ 4.12 มีการจัดเรียงตัวไปสู่การไหลแบบพัฒนาเต็มที่ (Fully develop) ได้ค่อนข้างเร็วกว่ารูปที่ 4.11

จากผลการจำลองพฤติกรรมการไหลของของไหลในท่อ พบว่าพฤติกรรมการไหลของของไหลในท่อต้องมีระยะช่วงของพฤติกรรมการไหลที่เป็นช่วงการไหลในย่านขาเข้า (Entrance region) ก่อนรูปเสี้ยวความเร็ว (Velocity profile) จะเรียงตัวเป็นการไหลแบบพัฒนาเต็มที่ (Fully develop) เนื่องจากการจำลองที่ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 125 mm เกิดช่วงที่เป็นการไหลแบบพัฒนาเต็มที่ (Fully Develop) ที่ความยาวท่อประมาณ 9 m เมื่อพิจารณาชุดทดลองความยาวท่อขนาด 9 m เป็นขนาดความยาวที่มากเกินไป ดังนั้นจำเป็นต้องลดขนาดความยาวท่อให้สั้นลง โดยการใส่อุปกรณ์ข้อต่อลดเพื่อลดขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อช่วยให้การไหลของของไหลในท่อเรียงตัวเป็นการไหลแบบเต็มที่ (Fully develop) ได้เร็วยิ่งขึ้น และส่งผลให้ระยะความยาวของท่อมีขนาดสั้นลงเหลือประมาณ 2 เมตรที่ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อเท่ากับ 80 mm

ผลที่ทำให้เลือกใช้ข้อต่อลดที่ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเท่ากับ 80 mm เนื่องจากที่ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเท่ากับ 100 mm ยังมีความยาวของท่อจนถึงจุดติดตั้งอุปกรณ์วัดมากเกินไปเป็นอุปสรรคต่อการติดตั้ง และที่ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเท่ากับ 65 mm ไม่มีขายตามท้องตลาดหากต้องการใช้ทำให้จำเป็นต้องมีการผลิตขึ้นเอง เพราะฉะนั้นแบบสรุปสุดท้ายของท่อทางออกจะมีขนาดดังนี้ 1) มีมุม 90 องศา 2) มีความยาวก่อนมุม 90 องศา เท่ากับ 300 mm 3) มีความยาวหลังมุม 90 องศา เท่ากับ 2 m 4) มีเส้นผ่านศูนย์กลางก่อนมุมองศาจนถึงอุปกรณ์ข้อต่อลด 125 mm 5) มีเส้นผ่านศูนย์กลางหลังอุปกรณ์ข้อต่อลด 80 mm ดังแสดงรูปที่ 4.13 – 4.14 และตารางที่ 4.4



รูปที่ 4.13 แบบจำลอง 3มิติของท่อที่ขนาดความยาวก่อนมุม 90 องศาเท่ากับ 300 mm และความยาวหลังมุม 90 องศาเท่ากับ 2 m



รูปที่ 4.14 การกระจายความเร็วของของไหลในแบบจำลองที่ขนาดความยาวก่อนมุม 90 องศาเท่ากับ 300 mm และความยาวหลังมุม 90 องศาเท่ากับ 2 m

#### 4.2.9 ผลการเปรียบเทียบระหว่างท่อที่มีข้อต่อลดกับไม่มี

จากผลการจำลองขึ้นต้นทำให้เห็นว่าเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ โดยการใส่ข้อต่อลดให้เห็นได้ว่าการใส่ข้อต่อลดมีผลทำให้ความดันลดลงเนื่องมาจากความเร็วที่เพิ่มขึ้นของของไหล และขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อที่เล็กลงมีผลทำให้ความยาวของท่อทางออกจนถึงอุปกรณ์วัดมีขนาดสั้นกว่าเดิมตามมาตรฐาน ASME-PTC10[4] มีผลตามตารางที่ 4.4

ตารางที่ 4.4 การเปรียบเทียบค่าต่างๆระหว่างท่อที่มีข้อต่อลดกับไม่มี

| Diameter (mm) | Distance (m) | Velocity (m/s) | Pressure (Pa) | Total Pressure (Pa) |
|---------------|--------------|----------------|---------------|---------------------|
| 3             | 2            | 70.83          | 5578          | 8401.79             |
| 5             | 9            | 28.70          | 8537.31       | 9013.26             |

นอกจากนี้เมื่อนำผลที่ได้ไปเปรียบเทียบกับค่าตามอนุญาตให้ใช้ของมาตรฐาน ASME-PTC10[4] เห็นได้ว่าขนาดความยาวท่อตามมาตรฐาน ASME-PTC10[4] ขนาดสั้นกว่าผลจำลองที่ได้ แต่เมื่อพิจารณาด้านเศรษฐศาสตร์เห็นได้ว่าการใช้ความยาวท่อตามแบบจำลองทำให้ต้องลงทุนใช้ท่อที่ยาวกว่าแต่สามารถทำให้ลดจำนวนอุปกรณ์ที่ใช้ในการวัดได้ โดยการเปรียบเทียบราคาของความยาวและขนาดท่อกับจำนวนอุปกรณ์วัดต่างๆที่ใช้ในการติดตั้งได้อธิบายไว้ในภาคผนวก ข.

## บทที่ 5

### การผลิตโครงสร้างและช่องการไหล

#### 5.1 การผลิตโครงสร้าง

จากแบบโครงสร้างที่ได้ออกแบบไว้ ในการผลิตจะต้องใช้วัสดุต่างๆ ดังนี้

1. เหล็กกล่อง ขนาด 50x100 mm
2. เหล็กแบน ขนาด 38 mm
3. เหล็กรงน้ำ ขนาด 100x50 mm
4. เหล็กฉาก ขนาด 50x50 mm
5. สตรีทเกลียว ขนาด M12

เมื่อนำวัสดุต่างๆ มาเชื่อมและประกอบกันตามที่ได้ออกแบบจะได้โครงสร้างที่มีลักษณะดังรูปที่ 5.1



รูปที่ 5.1 โครงสร้างรองรับคอมเพรสเซอร์ที่เสร็จแล้ว

#### 5.2 การผลิตช่องการไหล

ในการผลิตช่องการไหลของคอมเพรสเซอร์แบบแรงเหวี่ยงนี้มีความยากในกระบวนการผลิต เนื่องจากขนาดที่ใหญ่ และรูปทรงที่แตกต่างไปจากคอมเพรสเซอร์แบบแรงเหวี่ยงทั่วไป ดังแสดงในรูปที่ 5.2 และ รูปที่ 5.3 ด้วยเหตุนี้จึงได้ทำการเลือกใช้ไฟเบอร์กลาสเป็นวัสดุในการผลิตช่องการไหล โดยการผลิตชิ้นส่วนไฟเบอร์กลาสมีขั้นตอนที่สำคัญดังนี้

### 5.2.1 ออกแบบและจัดเตรียมการสร้างแม่พิมพ์

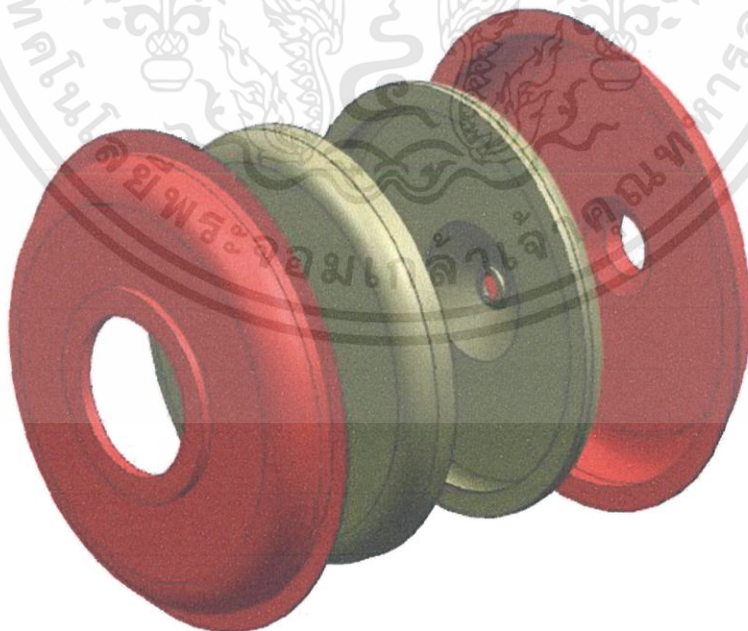
ด้วยขนาด และรูปร่างของช่องการไหลของคอมเพรสเซอร์แบบแรงเหวี่ยงนี้จึงได้ทำการแบ่งชิ้นส่วนออกเป็น 4 ชิ้น คือ ชิ้นส่วนด้านนอก 2 ชิ้น และชิ้นส่วนด้านใน 2 ชิ้น ดังแสดงในรูปที่ 5.4 โดยใช้โพลียูรีเทนโฟมเป็นวัสดุของแม่พิมพ์ซึ่งเป็นที่นิยมใช้อยู่แล้ว และเนื่องจากการสร้างแม่พิมพ์ที่มีความโค้งมนเช่นนี้จำเป็นที่จะต้องผลิตโดยมีความแม่นยำ และถูกต้องของแบบ จึงเลือกใช้เครื่อง CNC เป็นส่วนหนึ่งในกระบวนการผลิตแม่พิมพ์ แต่ในการผลิตจริงพบว่าชิ้นงานมีขนาดใหญ่เกินไปที่จะ CNC เพียงครั้งเดียวได้ จึงต้องแบ่งชิ้นงานแต่ละชิ้นออกเป็น 4 ส่วนดังรูปที่ 5.5 ดังนั้น จากการออกแบบ และจัดเตรียมการสร้างแม่พิมพ์จะสรุปได้ว่า มีชิ้นงานทั้งหมด 16 ชิ้น ใช้โพลียูรีเทนโฟมเป็นวัสดุแม่พิมพ์ และขึ้นรูปชิ้นงานด้วยเครื่อง CNC



รูปที่ 5.2 ชุดคอมเพรสเซอร์

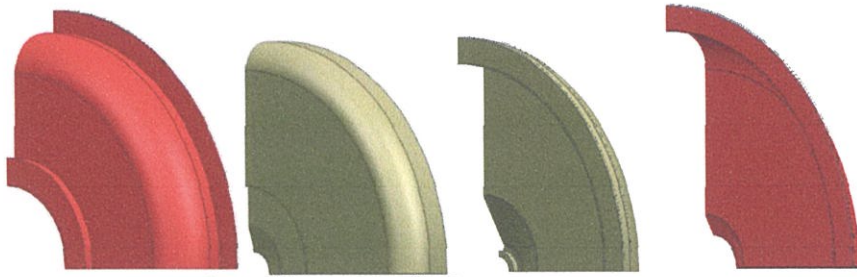


รูปที่ 5.3 ภาพตัดชุดคอมเพรสเซอร์



รูปที่ 5.4 ช่องการไหลที่ถูกแบ่งชิ้นส่วนออกเป็น 4 ชิ้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.5 ชิ้นงานแต่ละชิ้นที่ถูกแบ่งออกเป็น 4 ส่วน

## 5.2.2 สร้างแม่พิมพ์และเตรียมพื้นผิวสำหรับขึ้นรูปไฟเบอร์กลาส

### 5.2.2.1 วัสดุอุปกรณ์

วัสดุอุปกรณ์ที่ใช้ในการสร้างแม่พิมพ์ทั้งหมดได้ถูกรวบรวมไว้ในตารางที่ 5.1

ตารางที่ 5.1 วัสดุอุปกรณ์ที่ใช้ในการสร้างแม่พิมพ์

| รายการ                | รูป |
|-----------------------|-----|
| 1. แผ่นไม้อัดหนา 3 mm |     |
| 2. ถุงดำ              |     |
| 3. โฟมขาว-ดำ          |     |

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

|                                              |                                                                                      |
|----------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------|
| 4. เครื่องเป่าลม                             |    |
| 5. เครื่องขัดกระดาษทราย                      |    |
| 6. กระดาษทราย<br>เบอร์ 80, 120, 280 และ 1000 |    |
| 7. เกรียงเหล็ก<br>ขนาด 1.5 นิ้ว และ 4.5 นิ้ว |  |
| 8. สีโป้ว และตัวทำแข็ง                       |  |
| 9. กาวติดโฟม                                 |  |

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 5.2.2.2 ขั้นตอนสร้างแม่พิมพ์

ขั้นตอนการสร้างแม่พิมพ์นี้จะแสดงแค่ชิ้นส่วนเดียวซึ่งทั้ง 4 ชิ้นงานจะมีขั้นตอนที่เหมือนกัน ต่างกันที่ขนาด และรูปร่างของชิ้นงานแต่ละชิ้น

1. ตัดแผ่นไม้ขนาด 60X60 cm จำนวน 1 แผ่น และขนาด 30x55 cm จำนวน 4 แผ่น จากนั้นแผ่นไม้ขนาด 30x55 cm มาหุ้มด้วยถุงดำ เพื่อให้ง่ายต่อการถอดแผ่นไม้ออกจากโคม ดังรูปที่ 5.6



รูปที่ 5.6 แผ่นไม้ที่ตัดไว้ตามขนาด

2. นำแผ่นไม้มาประกอบเป็นกล่องและจัดวาง ดังรูปที่ 5.7



รูปที่ 5.7 ลักษณะการจัดวางแผ่นไม้

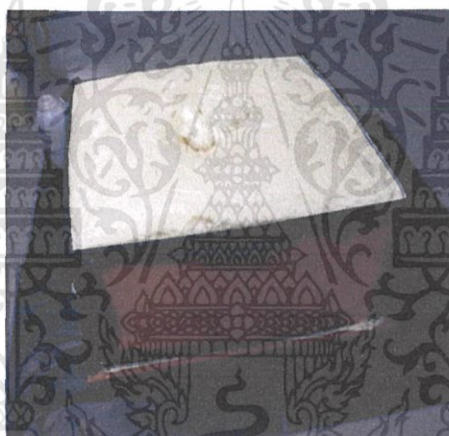
3. ตวงน้ำหนักโคมขาว - ดำในอัตราส่วน 1:1 ดังรูปที่ 5.8 ซึ่งจากการคำนวณน้ำหนักรวมที่ต้องใช้จากสมการที่ 2.136 จะได้น้ำหนักโคมแต่ละชนิดอย่างละ 1.3 กิโลกรัม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



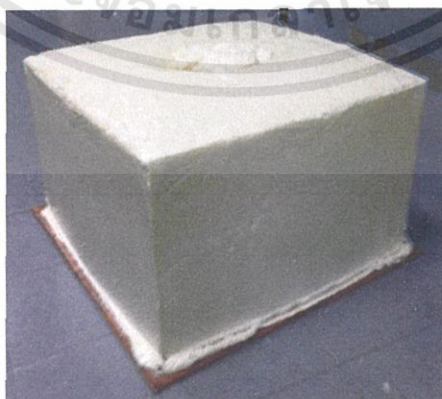
รูปที่ 5.8 ตวงน้ำหนักโคมตามที่ต้องการ

4. ผสมโคมขาว - ดำผสมให้เข้ากันจากนั้นเทลงในแบบไม้ ปล่อยทิ้งไว้ให้โคมแข็งตัวเป็นเวลา 10 นาที ดังรูปที่ 5.9



รูปที่ 5.9 โคมแข็งตัวขณะอยู่ในแบบไม้

5. ถอดแผ่นไม้ด้านข้างออกจากโคม จะได้โคมที่พร้อมสำหรับ CNC ดังรูปที่ 5.10



รูปที่ 5.10 โคมที่แข็งตัวหลังจากถอดแผ่นไม้ออกแล้ว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

6. จากนั้นนำโฟมที่ได้ไป CNC ตามที่ได้ออกแบบไว้ทั้งหมด 16 ชิ้น ดังรูปที่ 5.11



รูปที่ 5.11 โฟมขณะอยู่ในเครื่อง CNC

7. เมื่อ CNC โฟมเสร็จจะได้ชิ้นงานตามที่ได้ออกแบบไว้ ดังรูปที่ 5.12



รูปที่ 5.12 โฟมที่ผ่านการ CNC แล้ว

8. ทำการเตรียมพื้นผิวสำหรับขึ้นรูปไฟเบอร์กลาส โดยทำความสะอาดพื้นผิวโฟม ปาดหน้าให้เรียบ ด้วยเรซินโป๊วหรือสีโป๊วผสมกับตัวทำแข็ง และขัดด้วยกระดาษทรายให้ผิวเรียบเนียน ดังรูปที่ 5.13



รูปที่ 5.13 เตรียมพื้นผิวด้วยเรซินโป๊วหรือสีโป๊ว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

9. วัดขนาด และตัดให้ได้ขนาดพอดีสำหรับการประกอบทั้ง 4 ส่วนเข้าด้วยกัน ดังรูปที่ 5.14



รูปที่ 5.14 โฟมที่ผ่านการวัดขนาด

10. นำโฟมทั้ง 4 ส่วนมาประกอบกันดังรูปที่ 5.15 จากนั้นใช้สีโป๊วปิดรอยต่อจะได้แม่พิมพ์สำหรับขึ้นรูปไฟเบอร์กลาสต่อไป



รูปที่ 5.15 โฟมที่นำมาประกอบกัน

ขั้นตอนต่อไปเมื่อสร้างแบบแม่พิมพ์เสร็จ เป็นส่วนของการขึ้นรูปด้วยไฟเบอร์กลาสซึ่งเป็นขั้นตอนที่ยังดำเนินการไม่ถึงเนื่องจากในการประกอบแบบทั้ง 4 ส่วนเข้าด้วยกัน แต่ละชิ้นจะพบปัญหาที่แตกต่างกันออกไปทำให้ไม่สามารถดำเนินการต่อไปได้ ซึ่งจะกล่าวต่อไปในบทที่ 6

## บทที่ 6

# ปัญหาในการดำเนินงานและแนวทางการแก้ปัญหา

### 6.1 ปัญหาในการดำเนินงาน

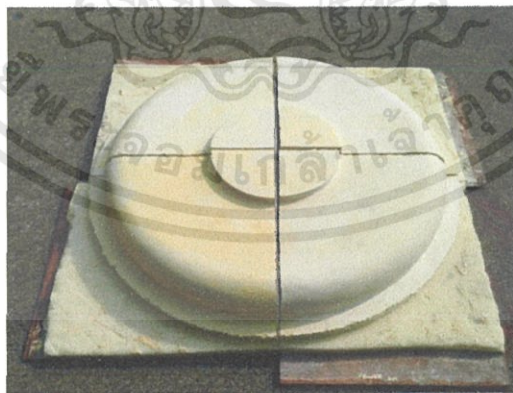
จากขั้นตอนการสร้างแม่พิมพ์ซึ่งเป็นขั้นตอนที่ใช้เวลาในการดำเนินการค่อนข้างนานได้พบปัญหาต่างๆซึ่งทำให้ไม่สามารถดำเนินการไปในขั้นตอนของการหล่อไฟเบอร์ได้โดยปัญหาที่เกิดขึ้นจะมีดังนี้

1. ชั้นที่ 1 เกิดปัญหาการเยื้องศูนย์ พื้นผิวไม่เสมอกันและเบี้ยวไม่ได้ขนาด



รูปที่ 6.1 แม่พิมพ์ชั้นนอกชั้นที่ 1

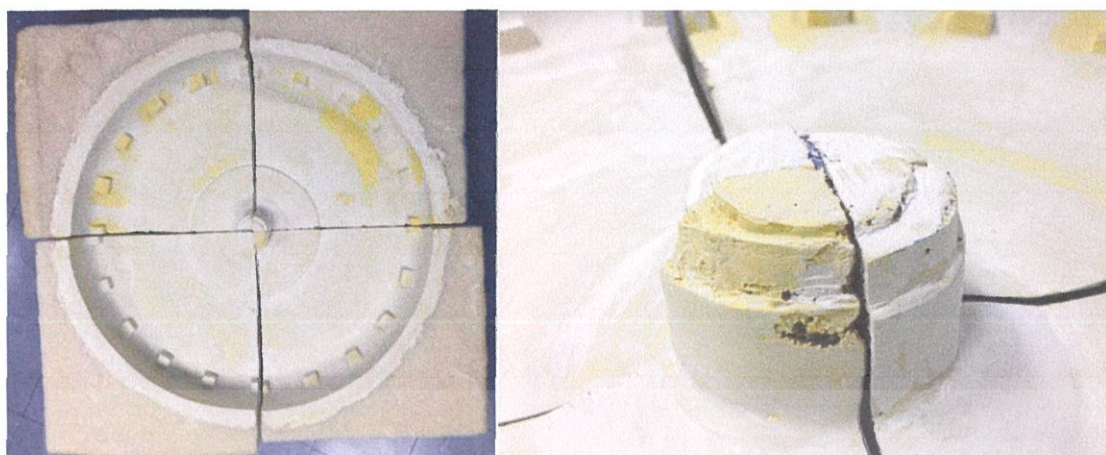
2. ชั้นที่ 2 แบบจริงมีปัญหาคือมีขนาดเล็กกว่าแบบที่ออกแบบไว้



รูปที่ 6.2 แม่พิมพ์ชั้นนอกชั้นที่ 2

3. ชั้นที่ 3 แบบจริงมีปัญหาคือไม่ได้ศูนย์รวมไปถึงไม่สามารถประกอบได้เนื่องจากไม่ได้ระดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.3 แม่พิมพ์ชั้นในชั้นที่ 1

4. ชั้นที่ 4 แบบจริงมีปัญหาคือไม่ได้ระดับรวมไปถึงไม่ได้ขนาด



รูปที่ 6.4 แม่พิมพ์ชั้นในชั้นที่ 2

จากปัญหาที่พบจะได้ว่าเนื่องจากเวลาที่มีย่างจำกัด และกระบวนการทำงานในแต่ละขั้นตอนใช้เวลานานรวมไปถึงการทดสอบที่ไม่สามารถทดสอบได้ในการแก้ไขจึงไม่สามารถที่จะดำเนินการแก้ไขได้ทั้งหมดจึงได้เสนอแนวทางการแก้ปัญหาในหัวข้อถัดไป

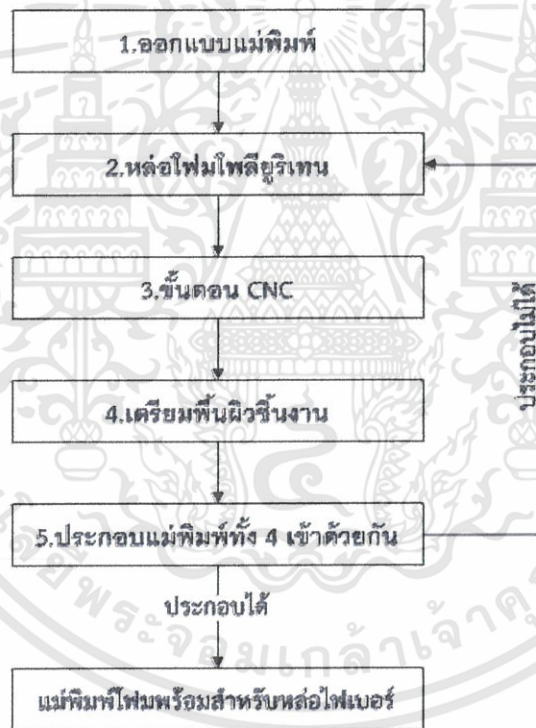
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## 6.2 แนวทางการแก้ปัญหา

ในการแก้ปัญหาคารสร้างแม่พิมพ์ช่องการไหลจะเปรียบเทียบให้เห็นถึงขั้นตอนการทำงานแบบเก่าที่เกิดปัญหา และขั้นตอนการทำงานแบบใหม่ที่ปรับปรุงเพื่อให้งานออกมาสำเร็จ

### 6.2.1 ขั้นตอนการสร้างแม่พิมพ์แบบเก่า

เป็นขั้นตอนที่เกิดปัญหาในการดำเนินการ คือ เมื่อขั้นตอนเริ่มจากการหล่อโพนดำเนินการมาจนถึงขั้นตอนสุดท้ายซึ่งเป็นการประกอบได้เกิดปัญหาขึ้นซึ่งยากต่อการแก้ปัญหา ดังนั้น ในการแก้ไขปัญหที่เกิดขึ้นต้องกลับไปเริ่มต้นใหม่ก็ต้องย้อนกลับไปเริ่มต้นขั้นตอนการสร้างแม่พิมพ์ใหม่อีกครั้งซึ่งต้องใช้เวลาานโดยขั้นตอนที่เกิดปัญหาจะเป็นไปดังหัวข้อที่ 5.2.2 ในที่นี้จะสรุปขั้นตอนการสร้างแม่พิมพ์ดังรูปที่ 6.5



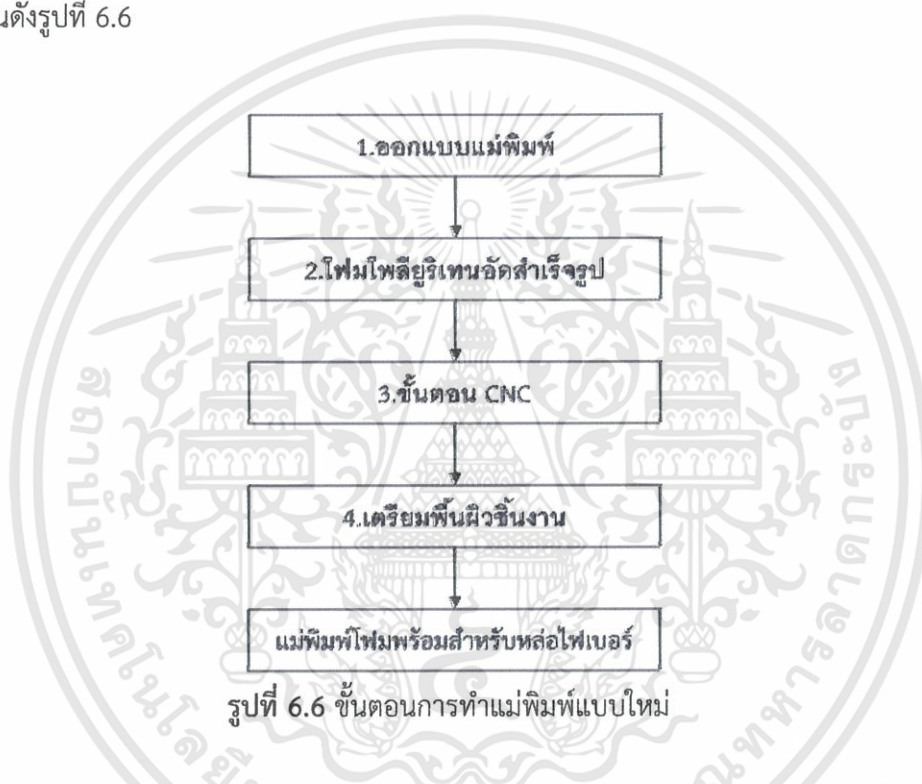
รูปที่ 6.5 ขั้นตอนการทำแม่พิมพ์แบบเก่า

จากรูปที่ 6.5 ขั้นตอนการออกแบบแม่พิมพ์จะต้องสร้างแม่พิมพ์ทั้งหมด 16 ตัว เนื่องจากชิ้นงานช่องการไหลจะประกอบไปด้วย 4 ชิ้นแต่เครื่อง CNC ที่จะใช้มีขนาดเล็ก ดังนั้น ในการสร้างแม่พิมพ์ต้องแบ่งชิ้นงานแต่ละชิ้นออกเป็น 4 ส่วน จากนั้นในขั้นตอนการเตรียมพื้นผิวเป็นขั้นตอนที่ใช้เวลานานที่สุดเมื่อเทียบกับขั้นตอนอื่นๆเนื่องจากต้องใช้ความระมัดระวังในการทำเพราะโพนโพลียูรีเทนที่หล่อขึ้นเองมีเนื้อเปราะบาง และแม่พิมพ์มีความซับซ้อนส่งผลให้การเตรียมพื้นผิวจึงมีความยากตามไปด้วย ในส่วน

ขั้นตอนการประกอบจะประกอบแม่พิมพ์ทั้ง 4 เข้าด้วยกันเป็นขั้นตอนที่อยู่ลำดับสุดท้ายเมื่อนำแม่พิมพ์มาประกอบกันแล้วเกิดปัญหาแม่พิมพ์ไม่ได้ขนาด และเอียงในการแก้ปัญหาจึงต้องย้อนกลับไปเริ่มทำที่ขั้นตอนการหล่อโม่ใหม่อีกครั้ง ดังนั้น จะเห็นได้ว่าขั้นตอนการประกอบจึงมีความสำคัญมากแต่ทางกลุ่มได้ละเลยมองข้าม ณ จุดนี้ไปจึงเป็นเหตุทำให้เกิดปัญหาที่ไม่สามารถแก้ไขได้ทันตามเวลาที่กำหนด

## 6.2.2 ขั้นตอนการสร้างแม่พิมพ์แบบใหม่

ขั้นตอนการสร้างแม่พิมพ์แบบใหม่ได้แก้ไขและปรับปรุงขั้นตอนการสร้างแม่พิมพ์แบบเก่าที่เกิดปัญหาขึ้นและยากต่อการแก้ปัญหาให้สามารถสร้างแม่พิมพ์ได้สำเร็จ โดยขั้นตอนการสร้างแม่พิมพ์แบบใหม่จะเป็นดังรูปที่ 6.6



จากรูปที่ 6.6 ได้ปรับปรุงขั้นตอนต่างๆดังนี้ โดยเริ่มจากการออกแบบแม่พิมพ์ให้เป็นชิ้นเดียวตามขนาดของชิ้นงานจริงแต่ต้องใช้เครื่อง CNC ที่มีขนาดใหญ่ขึ้นส่งผลให้สร้างแม่พิมพ์เพียง 4 ชิ้นเท่านั้น และนอกจากนั้นทำให้ไม่มีขั้นตอนในการประกอบแม่พิมพ์เข้าด้วยกัน ดังนั้น จึงไม่มีปัญหาที่เกิดจากการประกอบแม่พิมพ์เข้าด้วยกัน จากนั้นได้เปลี่ยนวัสดุแม่พิมพ์จากโม่โพลียูริเทนที่หล่อขึ้นเองเป็นโม่โพลียูริเทนอัดแบบสำเร็จรูปแทนเนื่องจากมีเนื้อที่แน่นและง่ายต่อการเตรียมพื้นผิวแต่โม่สำเร็จรูปมีข้อเสีย คือ มีราคาค่อนข้างสูง

# บรรณานุกรม

- [1] ขวลิต ภาพภักดี (2556). การเปรียบเทียบผลการคำนวณสมรรถนะคอมเพรสเซอร์แบบแรงเหวี่ยง กับผลการทดสอบภายใต้สภาวะการทำงานของเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็ก ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล, คณะวิศวกรรมศาสตร์, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
- [2] ศ.ดร. วรวิทย์ อึ้งภากรณ์, รศ. ชาญ ถนัดงาน. (2548). การออกแบบเครื่องจักรกล. เล่ม 1. พิมพ์ครั้งที่ 2. กรุงเทพฯ : เอช.เอ็น.กรุ๊ป จำกัด
- [3] ศ.ดร. วรวิทย์ อึ้งภากรณ์, รศ. ชาญ ถนัดงาน. (2548). การออกแบบเครื่องจักรกล. เล่ม 2. พิมพ์ครั้งที่ 2. กรุงเทพฯ : เอช.เอ็น.กรุ๊ป จำกัด
- [4] Performance Test Code on Compressors and Exhausters, 1998 by THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS, STD. ASME PTC 10-ENGL (1997)
- [5] Zangeneh, M., Schleer, M., Pløger, F., Hong, S.S., Roduner, C., Ribí, B. and Abhari, R.S. (2004), Investigation of an Inversely Designed Centrifugal Compressor Stage-Part I: Design and Numerical Verification, Journal of Turbomachinery, vol.126, pp. 73 – 81
- [6] Schleer, M., Hong, S.S., Zangeneh, M., Roduner, C., Ribí, B., Pløger, F., and Abhari, R.S. (2004), Investigation of an Inversely Designed Centrifugal Compressor Stage-Part II: Experimental Investigations, Journal of Turbomachinery, vol.126, pp. 82 – 90.
- [7] N.A. Dimmock, London : Her majesty's stationery office 1963, A compressor routine test code,
- [8] Jay M. Koch Principal Engineering Leader Dresser-Rand Company Olean, NY, USA, Impact of geometric scaling on centrifugal compressor performance
- [9] Richard G. Budynas, J.Keith Nisbett. Shigley's Mechanical Engineering Design. Ninth edition. New York : McGraw-Hill
- [10] Bruce R. Munson, Donald F. Young, Ted H. Okiishi, Wade W. Huebsch. Fundamentals of Fluid Mechanics. Sixth edition. New Jersey : John Wiley & Sons,
- [11] Robert L. Norton. Machine Design An Integrated Approach. Fourth edition. New Jersey : Pearson Education
- [12] Yunus A. Cengel, Michael A. Boles. Thermodynamics : **An Engineering Approach**. Sixth edition. Boston : McGraw-Hill

ภาคผนวก ก.

ชุดตราออกแบบเฟืองตรงที่เคยออกแบบไว้แล้ว



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## ภาคผนวก ก

### การออกแบบอุปกรณ์ทรอบแบบเฟืองตรง

#### ทฤษฎีของเฟืองตรง (Spur Gears)

เป็นเฟืองที่มีใช้งานกันมากที่สุดในบรรดาเฟืองชนิดต่าง ๆ จะมีลักษณะเฉพาะคือฟันของเฟืองจะเป็นแนวขนานไปกับรูเพลลา โดยเฟืองตรงเรียกอีกอย่างหนึ่งว่าเฟืองขนานกับเพลลา (Parallel-shaft Gear) มีวัตถุประสงค์ในการส่งกำลังแรงบิด (Torque) โดยการหมุนของตัวเฟืองในการส่งกำลังจะสามารถเกิดขึ้นได้ก็ต่อเมื่อมีฟันเฟืองตั้งแต่สองตัวขึ้นไป



รูปที่ ก1 ตัวอย่างเฟืองตรง

#### Velocity ratio ( $m_v$ )

เป็นอัตราส่วนระหว่างความเร็วเชิงมุมของเฟืองตามต่อความเร็วเชิงมุมของเฟืองขับ ถ้ากำหนดให้  $\omega_{in}$  แทนเฟืองขับ และ  $\omega_{out}$  แทนเฟืองตาม จะได้ดังสมการนี้

$$m_v = \frac{\omega_{out}}{\omega_{in}} = \pm \frac{r_{in}}{r_{out}} = \pm \frac{N_{in}}{N_{out}}$$

โดยที่

$\omega$  คือ ความเร็วเชิงมุม

$N$  คือ จำนวนฟัน

#### Torque ratio or mechanical advantage

$$m_A = \frac{1}{m_v} = \frac{\omega_{in}}{\omega_{out}} = \pm \frac{r_{out}}{r_{in}}$$

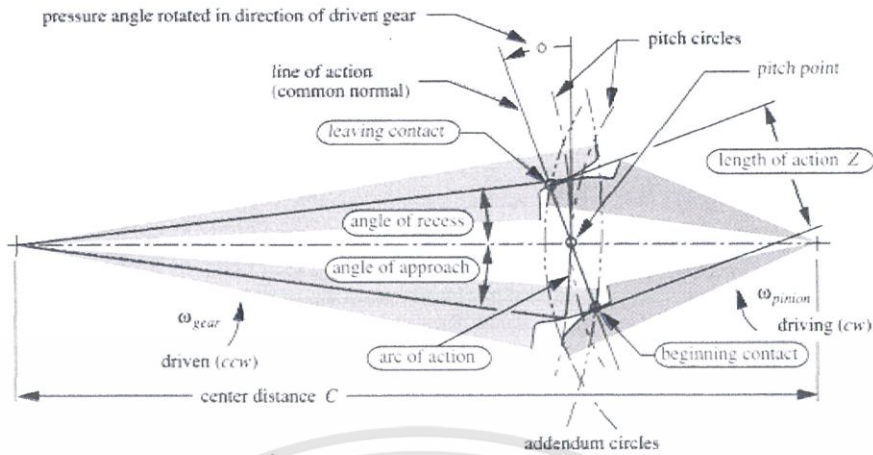
#### Gear ratio ( $m_G$ )

เป็นอัตราส่วนระหว่างจำนวนฟันของเฟืองตามต่อจำนวนฟันของเฟืองขับ มีสมการดังนี้

$$m_G = \frac{N_g}{N_p}$$

#### Length of action (Z)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ ก2 แสดง Length of action

เป็นระยะบนเส้นแนวการกระทำที่ผ่านจากจุดสัมผัสของฟันเฟืองทั้งสองไปยังอีกจุดบนฟันเฟืองถ้ากำหนดให้  $p$  แทนเฟืองขับ และ  $g$  แทนเฟืองตาม ซึ่งมีสมการดังนี้

$$Z = \sqrt{(r_p + a_p)^2 - (r_p \cos \phi)^2} + \sqrt{(r_g + a_g)^2 - (r_g \cos \phi)^2} - C \sin \phi$$

โดยที่

$r$  คือ รัศมีวงกลมพิตซ์ (m)

$a$  คือ แอดเดนดัม (m)

$C$  คือ ผลต่างของระยะแอดเดนดัมกับดีเดนดัม (m)

$\phi$  คือ มุมกดของเฟือง (Deg)

Circular pitch ( $p_c$ )

เป็นระยะที่วัดบนวงกลมพิตซ์จากจุดหนึ่งบนฟันเฟืองไปอีกจุดหนึ่ง ณ ตำแหน่งเดียวกันบนฟันถัดไป ซึ่งมีสมการดังนี้

$$p_c = \frac{\pi d}{N}$$

โดยที่

$d$  คือ เส้นผ่านศูนย์กลางพิตซ์ (m)

Base pitch ( $p_b$ )

ระยะที่วัดจากวงกลมฐานจากจุดหนึ่งบนฟันเฟืองหนึ่งไปยังจุดเดียวกันบนฟันเฟืองถัดไป ซึ่งมีความสัมพันธ์กับ

Circular pitch คือ

$$p_b = p_c \cos \phi$$

Diametral pitch ( $p_d$ )

เป็นอัตราส่วนระหว่างจำนวนฟันบนเฟืองกับขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางพิตซ์หรือเป็นส่วนกลับของโมดูล ซึ่งมีสมการดังนี้

$$p_d = \frac{N}{d} = \frac{\pi}{p_c}$$

Module(m)

เป็นอัตราส่วนระหว่างขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์กับจำนวนฟันบนเฟือง โดยโมดูลเป็นตัวที่บอกขนาดของฟันเฟืองในระบบเอสไอ ซึ่งมีสมการดังนี้

$$m = \frac{d}{N}$$

Interference and undercutting

ในการขบกันของเฟืองทั้ง 2 ตัวมีโอกาสที่จะเกิดการขัดกันของเฟือง ดังนั้น จึงต้องมีการป้องกันการขัดกัน โดยคิดจำนวนฟันที่น้อยที่สุดของฟันที่ยอมให้มีได้โดยจะไม่เกิดการขัดกันของเฟืองได้จาก

$$N_{\min} = \frac{2}{\sin^2 \phi}$$

โดยที่

$N_{\min}$  คือ จำนวนฟันที่น้อยที่สุดที่ไม่เกิดการขัดกัน

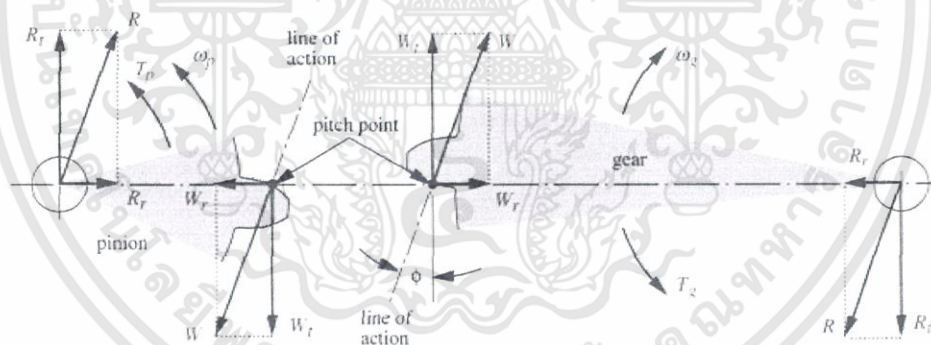
Contact ratio( $m_p$ )

เป็นอัตราส่วนระหว่างระยะการขบและ Base pitch ซึ่งใช้ในการบอกจำนวนฟันที่ขบกัน มีสมการดังนี้

$$m_p = \frac{Z}{p_b} = \frac{p_d Z}{\pi \cos \phi}$$

การคำนวณแรงที่เกิดขึ้นบนฟันเฟือง

ในการคำนวณหาแรงบนฟันเฟืองจะแบ่งแรงเป็น 2 ส่วนประกอบ ดังนี้



รูปที่ ก3 แรงที่เกิดบนฟันเฟือง

แรงในแนวสัมผัส( $W_t$ )

$$W_t = \frac{T_p}{r_p} = \frac{2T_p}{d_p} = \frac{2p_d T_p}{N_p}$$

โดยที่

$T_p$  คือ แรงบิดของเฟือง(Nm)

แรงในแนวรัศมี( $W_r$ )

$$W_r = W_t \tan \phi$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แรงรวม(W)

$$W = \frac{W_t}{\cos\phi}$$

ความเค้นบนพื้นเฟือง

แรงที่มากระทำต่อฟันเฟืองเมื่อเฟืองทั้งสองสัมผัสกันจะทำให้เกิดความเค้นซึ่งแบ่งเป็น 2 ชนิด ดังนี้

1.ความเค้นดัด (Bending stress,  $\sigma_b$ )

AGMA

$$\sigma_b = \frac{W_t}{FmJ} \frac{K_a K_m}{K_v} K_s K_B K_I$$

โดยที่

$K_a$  คือ Application Factor

$K_m$  คือ Load distribution Factor

$K_s$  คือ Size factor

$K_B$  คือ Rim Thickness factor

$K_I$  คือ Idler factor

$K_v$  คือ Dynamic Factor

F คือ Face width(m)

m คือ Module(m)

J คือ Bending strength geometry factor

ค่าแฟกเตอร์ต่างๆ

Dynamic Factor ( $K_v$ )

$$K_v = \left( \frac{A}{A + \sqrt{200V_t}} \right)^B$$

ค่าแฟกเตอร์ A และ B หาได้จาก

$$A = 50 + 56(1 - B)$$

$$B = \frac{(12 - Q_v)^{2/3}}{4} \text{ for } 6 \leq Q_v \leq 11$$

หาค่าความเร็วจาก

$$V_{t_{\max}} = \frac{[A + (Q_v - 3)]^2}{200}$$

For gear  $Q_v \leq 5$

$$K_v = \frac{50}{50 + \sqrt{200V_t}}$$

โดยที่

$V_t$  คือ Pitch-line velocity

$Q_v$  คือ Quality index

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Size factor ( $K_s$ )

โดยปกติจะกำหนด  $K_s=1$

Load distribution Factor ( $K_m$ )

สำหรับหน้ากว้างของฟันเฟืองถูกจำกัดอยู่ในช่วง  $\frac{8}{P_d} < F < \frac{16}{P_d}$  แต่ที่เหมาะสมและดีที่สุดควรจะมีค่าเป็น  $\frac{12}{P_d}$

ตารางที่ ก1 แสดงค่าแฟกเตอร์  $K_m$

| Face Width<br>in (mm) | $K_m$ |
|-----------------------|-------|
| <2 (50)               | 1.6   |
| 6 (150)               | 1.7   |
| 9 (250)               | 1.8   |
| $\geq 20$ (500)       | 2.0   |

Application Factor ( $K_a$ )

ตารางที่ ก2 แสดงค่าแฟกเตอร์  $K_a$

| Driving Machine                          | Driven Machine |                |                |
|------------------------------------------|----------------|----------------|----------------|
|                                          | Uniform        | Moderate Shock | Heavy Shock    |
| Uniform<br>(Electric motor, turbine)     | 1.00           | 1.25           | 1.75 or higher |
| Light Shock<br>(Multicylinder engine)    | 1.25           | 1.50           | 2.00 or higher |
| Medium Shock<br>(Single-cylinder engine) | 1.50           | 1.75           | 2.25 or higher |

Rim Thickness factor ( $K_B$ )

$$m_B = \frac{t_R}{h_t}$$

$$K_B = -2m_B + 3.4 \quad 0.5 \leq m_B \leq 1.2$$

$$K_B = 1.0 \quad m_B > 1.2$$

ปกติเกียร์ที่ทำจากทองเหลืองจะใช้ค่า  $K_B = 1.0$

โดยที่

$m_B$  คือ Backup ratio

$t_R$  คือ Rim thickness

$h_t$  คือ Whole depth

Idler factor ( $K_I$ )

1. ถ้ามีเฟืองอีกตัวหนึ่งอยู่ระหว่างเฟืองขับและเฟืองตามจะกำหนดให้  $K_I = 1.42$

2. ถ้าเฟืองขับและเฟืองตามขบกันโดยตรงจะกำหนดให้  $K_I = 1$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## 2. ความเค้นบนผิวเฟือง (Surface stress, $\sigma_c$ )

$$\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{W_t C_a C_m}{F I d} \frac{C_s C_f}{C_v}}$$

โดยที่

$C_p$  คือ Elastic Coefficient

$C_a$  คือ Application Factor

$C_m$  คือ Load distribution Factor

$C_s$  คือ Size factor

$C_f$  คือ Surface Factor

$C_v$  คือ Velocity factor

$I$  คือ Surface Geometry Factor

$F$  คือ Face width

$d$  คือ Pitch diameter

ค่าแฟกเตอร์ต่างๆ

Surface Geometry Factor(I)

$$I = \frac{\cos\phi}{\left(\frac{1}{\rho_p} \pm \frac{1}{\rho_g}\right) d_p}$$

โดยที่

$\rho_p, \rho_g$  คือ Radii of curvature of the pinion and gear teeth

$d_p$  คือ Pitch diameter of the pinion

เราสามารถหาค่า  $\rho_p, \rho_g$  จากสมการ

$$\rho_p = \sqrt{\left(r_p + \frac{1+x_p}{p_d}\right)^2 - (r_p \cos\phi)^2} - \frac{\pi}{p_d} \cos\phi$$

$$\rho_g = C \sin\phi \mp \rho_p$$

โดยที่

$x_p$  คือ Pinion addendum coefficient

Elastic Coefficient ( $C_p$ )

$$C_p = \sqrt{\frac{1}{\pi \left[ \left( \frac{1-\nu_p^2}{E_p} \right) + \left( \frac{1-\nu_g^2}{E_g} \right) \right]}}$$

โดยที่

$\nu_p, \nu_g$  คือ Poisson's ratio

$E_p, E_g$  คือ Modulus of elasticity (Pa)

สำหรับแฟกเตอร์  $C_a, C_m, C_s, C_f, C_v$  มีความหมายและมีค่าเท่ากับแฟกเตอร์  $K_a, K_m, K_s, K_f, K_v$  ตามลำดับ ดังนั้น จึงสามารถใช้แทนกันได้

การออกแบบและการคำนวณ

**ชุดทดรอบแบบที่ 1**

ในช่วงแรกของการออกแบบต้องการทดสอบคอมเพรสเซอร์ที่ 30,000 rpm และเลือกใช้มอเตอร์ขนาด 30 KW หมุนด้วยความเร็วรอบ 1,500 rpm มาเป็นอุปกรณ์ต้นกำลัง ดังนั้น เมื่อต้องการทดสอบที่ 30,000 rpm จึงจำเป็นต้องมีอุปกรณ์ทดกำลังโดยเลือกใช้ชุดทดกำลังแบบเฟืองตรงมีการคำนวณ ดังนี้

ข้อมูลเทคนิคของอุปกรณ์ต้นกำลัง

มอเตอร์ขนาด 30 KW

ความเร็วรอบสูงสุด 1,500 rpm

ประสิทธิภาพ 0.921

**อัตราทดเฟือง**

เราต้องการทดสอบที่ 30,000 rpm แต่มอเตอร์ที่นำมาใช้มาเป็นต้นกำลังมีรอบเพียง 1,500 rpm มีเงื่อนไขว่าเฟืองทั้ง 2 จะต้องไม่มีคูลที่เท่ากันและ in คือ เฟืองขับ out คือ เฟืองตาม ดังนั้น จึงได้เลือกใช้อัตราทดมีค่า

$$m_v = \frac{\omega_{out}}{\omega_{in}}$$

แทนค่าในสมการ จะได้

$$m_v = \frac{\omega_{out}}{\omega_{in}} = \frac{30000}{1500} = 20$$

จากค่าที่ได้จะเห็นว่าในการทดรอบให้ได้ตามต้องการต้องทดในอัตราทดขั้นต่ำที่ 20 ดังนั้น จากค่าอัตราทดทำให้เฟืองมีขนาดใหญ่มากจึงจำเป็นต้องแบ่งชุดเฟืองออกเป็น 4 ชุด โดยมีจำนวนเฟืองทั้งหมด 8 ตัว โดยมีอัตราทดแต่ละชุดที่ 2.2 เท่า รวมอัตราทดทั้งชุดเป็น 23.426 เพื่อเป็นการยืนยันว่าอุปกรณ์สามารถหมุนที่ 30,000 รอบได้จริง

$$m_v = \left(-\frac{N_1}{N_2}\right) \left(-\frac{N_3}{N_4}\right) \left(-\frac{N_5}{N_6}\right) \left(-\frac{N_7}{N_8}\right) = \frac{\omega_{out}}{\omega_{in}}$$

โดย N คือ จำนวนฟันของเฟือง ,  $\omega_{in}$  คือ ความเร็วรอบของเฟืองขับและ ,  $\omega_{out}$  คือ ความเร็วรอบของเฟืองตาม กำหนดให้

$$m_v = 23.426$$

ความเร็วรอบมอเตอร์ ( $\omega_{in}$ ) = 1500 rpm

เมื่อคำนวณตามสมการจะได้

$$\omega_{out} = 35,138.4 \text{ rpm}$$

จากค่าความเร็วรอบที่หได้จากมอเตอร์ไปถึงเฟืองตัวสุดท้าย จะเห็นว่าสามารถทำงานที่ความเร็วรอบ 30,000 รอบได้

### ความเค้นบนพื้นเฟือง

เพื่อเป็นการยืนยันว่าเฟืองสามารถใช้งานได้จริงและไม่เกิดความเสียหายเมื่อเฟืองหมุนที่ความเร็วรอบ 30,000 rpm โดยความเค้นจะถูกแบ่งเป็น 2 ชนิด คือ 1.ความเค้นดัด 2.ความเค้นหน้าสัมผัส มีการคำนวณดังนี้

#### ความเค้นดัด

ในการคิดความเค้นได้เลือกคิดความเค้นที่ชุดเฟืองตัวแรกเนื่องจากชุดแรกเป็นชุดส่งกำลังมาจากอุปกรณ์ต้นกำลังในบริเวณแรงบิดค่อนข้างสูง ดังนั้น จึงเป็นบริเวณที่มีโอกาสเสียหายมากที่สุดโดยมีวิธีการคำนวณดังนี้

จากสมการ

$$\sigma_b = \frac{W_t}{F m J} \frac{K_a K_m}{K_v} K_s K_B K_I$$

หาค่าต่างๆเพื่อนำไปใช้ในสมการ

กำหนดค่าต่างๆของเฟืองตรงที่ได้เลือกนำมาใช้ในการออกแบบ ตารางที่ ก3

ตารางที่ ก3 แสดงค่าที่กำหนดในการออกแบบที่ 1

| Gear parameters and material properties |                     |
|-----------------------------------------|---------------------|
| Module(m)                               | 3                   |
| Velocity ratio(m <sub>v</sub> )         | 23.426              |
| Pressure angle(φ )                      | 25 deg or 0.436 rad |
| Addendum(a)                             | 3 mm                |
| Dedendum(b)                             | 3.75 mm             |
| Face width(F)                           | 40 mm               |
| Material                                | AISI 4340           |
| Modulus of elasticity                   | 205 Gpa             |
| Ultimate tensile strength               | 1220 Mpa            |
| Tensile yield strength                  | 786 Mpa             |
| Poisson's ratio                         | 0.29                |
| Pinion                                  | 44 teeth            |
| Gear                                    | 20 teeth            |

หาแรงบิดที่เฟือง

เฟืองขับ จากสมการ

$$T_p = \frac{P}{\omega_p}$$

แทนค่า จะได้

$$T_p = \frac{P}{\omega_p} = \frac{0.921 \times 30 \times 1000 \text{ W}}{157 \text{ rad/sec}} = 175.987 \text{ N.m}$$

เฟืองตาม จากสมการ

$$T_g = m_G T_p$$

แทนค่า จะได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$T_g = m_G T_p = \left(\frac{1}{m_v}\right) T_p = \left(\frac{1}{2.2}\right) \times 175.987 = 79.994 \text{ N.m}$$

หาเส้นผ่านศูนย์กลางพิตช์

เฟืองขับ จากสมการ

$$d_p = m N_p$$

แทนค่า จะได้

$$d_p = m N_p = 132 \text{ mm}$$

เฟืองตาม จากสมการ

$$d_g = m N_g = 60 \text{ mm}$$

หาแรงต่างๆ

แรงส่งผ่านในแนวสัมผัส

จากสมการ

$$W_t = \frac{T_p}{d_p/2}$$

แทนค่า จะได้

$$W_t = \frac{175.987 \times 1000}{(132/2)} = 2,666.469 \text{ N}$$

แรงในแนวรัศมี

จากสมการ

$$W_r = W_t \tan \phi$$

แทนค่า จะได้

$$W_r = W_t \tan \phi = (2,666.469) \tan(25^\circ) = 1,243.395 \text{ N}$$

แรงรวม

จากสมการ

$$W = \frac{W_t}{\cos \phi}$$

แทนค่า จะได้

$$W = \frac{W_t}{\cos \phi} = \frac{2,666.469}{\cos(25^\circ)} = 2,942.123 \text{ N}$$

หาค่าแฟกเตอร์ต่างๆ

Application Factor ( $K_a$ )

จากตารางได้เลือกใช้  $K_a = 1$

Load distribution Factor ( $K_m$ )

จากตารางได้เลือกใช้  $K_m = 1.6$

Size factor ( $K_s$ )

กำหนดให้  $K_s = 1$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Rim Thickness factor( $K_B$ )

จากตารางได้เลือกใช้  $K_B = 1$

Idler factor( $K_I$ )

ในกรณีนี้เฟืองขับและเฟืองตามขบกันโดยตรงจะกำหนดให้  $K_I = 1$

Dynamic Factor( $K_v$ )

กำหนดให้  $Q_v = 6$

หาความเร็วPitch line

จากสมการ

$$V_t = \omega_p r_p = \omega_p (d_p / 2)$$

แทนค่า จะได้

$$V_t = \frac{132 \text{ mm}}{2 \times 1000 \times 60} (1500 \text{ rpm}) (2\pi) = 10.367 \text{ m/s}$$

ใช้สมการ

$$B = \frac{(12 - Q_v)^{2/3}}{4} \text{ for } 6 \leq Q_v \leq 11$$

แทนค่า จะได้

$$B = \frac{(12 - 6)^{2/3}}{4} \text{ for } 6 \leq Q_v \leq 11$$

$B = 0.825$

จากสมการ

$$A = 50 + 56(1 - B)$$

แทนค่า จะได้

$$A = 50 + 56(1 - 0.825)$$

$$A = 59.77$$

นำค่าที่ได้ไปแทนในสมการ

$$K_v = \left( \frac{A}{A + \sqrt{200V_t}} \right)^B$$

จะได้

$$K_v = \left( \frac{59.77}{59.77 + \sqrt{200 \times 10.367}} \right)^B$$

$$K_v = 0.627$$

Bending strength geometry factor (J)

เปิดตารางความสัมพันธ์ระหว่างจำนวนฟันเฟืองขับกับเฟืองตามจะได้ค่า  $J$  มีค่าเป็น เฟืองขับ 0.33 เฟืองตาม 0.46

เมื่อนำค่าที่หาได้มาแทนค่าลงในสมการ จะได้

เฟืองขับ

$$\sigma_{bp} = \frac{2,666.469}{0.04 \times 3 \times 0.33} \times \frac{1 \times 1.6}{0.627} (1 \times 1 \times 1) = 0.172 \text{ MPa}$$

เฟืองตาม

$$\sigma_{bg} = \frac{2,666.469}{0.04 \times 3 \times 0.46} \times \frac{1 \times 1.6}{0.627} (1 \times 1 \times 1) = 0.123 \text{ MPa}$$

### ความเค้นหน้าสัมผัส

ในการคิดความเค้นหน้าสัมผัสได้เลือกคิดความเค้นที่จุดเฟืองตัวแรกเช่นเดียวกับความเค้นดัดมีการคำนวณดังนี้

จากสมการ

$$\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{W_t C_a C_m}{F l d} \frac{C_s C_f}{C_v}}$$

หาค่าแฟกเตอร์ต่างๆ

Elastic Coefficient( $C_p$ )

จากสมการ

$$C_p = \frac{1}{\sqrt{\pi \left[ \left( \frac{1-v_p^2}{E_p} \right) + \left( \frac{1-v_g^2}{E_g} \right) \right]}}$$

เมื่อแทนค่าลงในสมการ จะได้

$$C_p = 188739.572 \text{ pa}^{0.5}$$

Application Factor( $C_a$ )

จากนิยามพบว่า  $K_a = C_a$  ดังนั้น  $K_a = C_a = 1$

Load distribution Factor( $C_m$ )

จากนิยามพบว่า  $K_m = C_m$  ดังนั้น  $K_m = C_m = 1.6$

size factor( $C_s$ )

จากนิยามพบว่า  $K_s = C_s$  ดังนั้น  $K_s = C_s = 1$

Surface Factor( $C_f$ )

กำหนดให้  $C_f = 1$

Velocity factor( $C_v$ )

จากนิยามพบว่า  $K_v = C_v$  ดังนั้น  $K_v = C_v = 0.627$

Surface Geometry Factor( $I$ )

จากสมการ

$$\rho_p = \sqrt{\left( r_p + \frac{1+x_p}{p_d} \right)^2 - (r_p \cos \phi)^2} - \frac{\pi}{p_d} \cos \phi$$

แทนค่าโดยที่  $x_p = 0$  จะได้

$$\rho_p = 25.853 \text{ mm}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากนั้นนำค่าที่ได้มาแทนในสมการ

$$\rho_g = C \sin \phi - \rho_p$$

จะได้

$$\rho_g = 14.718 \text{ mm}$$

นำค่า  $\rho_p, \rho_g$  มาแทนลงใน

$$I = \frac{\cos \phi}{\left(\frac{1}{\rho_p} + \frac{1}{\rho_g}\right) d_p}$$

จะได้

$$I = 0.0644$$

เมื่อนำค่าที่หาได้มาแทนค่าลงในสมการ

$$\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{W_t C_a C_m}{F I d} \frac{C_s C_f}{C_v}}$$

จะได้

เฟืองขับ

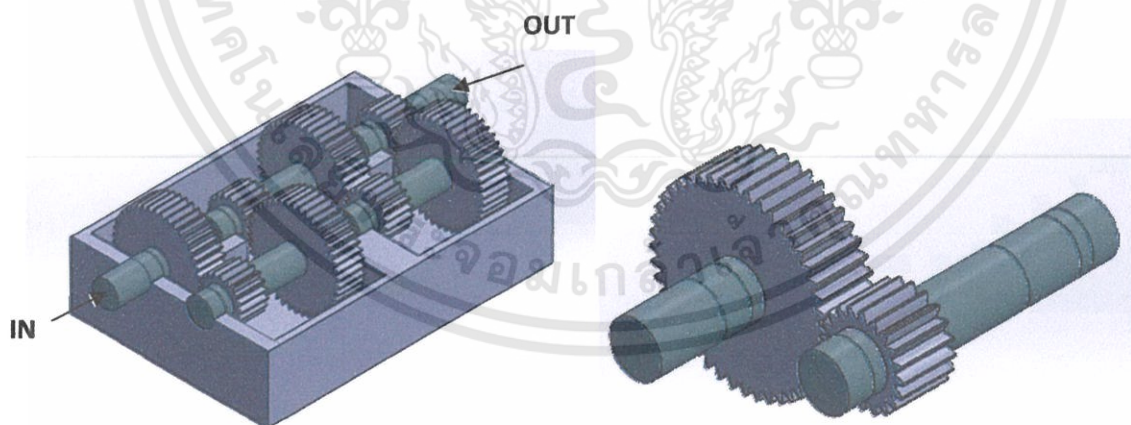
$$\sigma_{cp} = 844.302 \text{ MPa}$$

เฟืองตาม

$$\sigma_{cg} = 1,252.302 \text{ MPa}$$

จากนั้นนำค่าความเค้นดัดและความเค้นพื้นผิวมาตรวจสอบความแข็งแรงจาก Safety factor โดยจากคุณสมบัติวัสดุ

นำค่าที่ได้จากการคำนวณมาออกแบบชุดเกียร์แบบเฟืองตรงได้แบบ ดังรูป



รูปที่ ก4 ชุดเกียร์แบบเฟืองตรงแบบที่ 1

ใช้จำนวนเฟือง 8 ตัว แบ่งเป็น

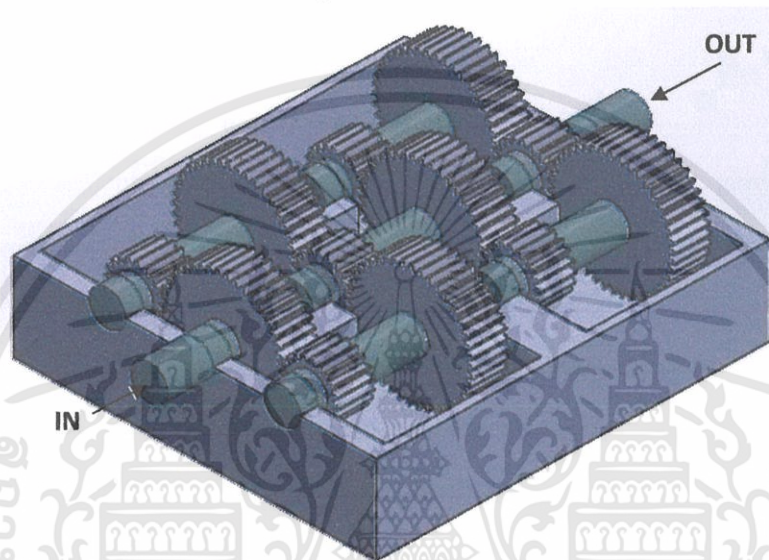
เฟืองตัวขับ 44 ฟัน

เฟืองตัวตาม 20 ฟัน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## ชุดทดรอบแบบที่ 2

ในช่วงต่อมาเมื่อนำแบบชุดทดรอบแบบที่ 1 ไปปรึกษาช่างผู้ผลิตเฟืองและอาจารย์ผู้ที่มีประสบการณ์ทางด้านเฟืองได้แนะนำว่าควรแก้ไขการจัดวางของชุดเฟืองใหม่เนื่องจากพบปัญหาว่าเมื่อชุดทดรอบหมุนที่ความเร็วรอบสูงถึง 30,000 rpm จะทำให้เกิดความไม่สมดุลของชุดเฟืองซึ่งอาจก่อให้เกิดความเสียหายได้ ดังนั้น จึงได้ออกแบบชุดทดรอบแบบเฟืองตรงขึ้นใหม่เพื่อให้มีความสมดุลในการหมุนแต่ยังใช้ชุดต้นกำลังเป็นมอเตอร์ขนาด 30 KW หมุนที่ความเร็วรอบ 1,500 rpm และใช้ข้อมูลเหมือนกันกับชุดทดรอบแบบที่ 1 เช่นเดิมแต่มีการเพิ่มจำนวนเฟืองเป็น 12 ตัว ดังรูป



รูปที่ ก5 ชุดเกียร์แบบเฟืองตรงแบบที่ 2

จากรูปจะเห็นว่าเฟืองส่งกำลังผ่านเฟืองทั้ง 2 ด้าน เพื่อช่วยรับความเค้นที่เกิดขึ้นในการส่งกำลังทำให้เกิดความสมดุลโดยกำหนดให้เฟืองทั้ง 2 รับความเค้นในขนาดที่เท่ากันและชุดทดรอบแบบที่ 2 ยังใช้เฟืองแบบเดียวกับชุดทดรอบแบบที่ 1

ความเค้นบนฟันเฟือง

ความเค้นดัด

เฟืองขับ

$$\sigma_{bp} = 0.172 \text{ MPa}$$

เฟืองตาม

$$\sigma_{bg} = \frac{0.123}{2} = 0.062 \text{ MPa}$$

ความเค้นหน้าสัมผัส

เฟืองขับ

$$\sigma_{cp} = 844.302 \text{ MPa}$$

เฟืองตาม รับความเค้นตัวละ

$$\sigma_{cg} = \frac{1,252.302}{2} = 626.151 \text{ MPa}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ใช้จำนวนเฟือง 12 ตัว แบ่งเป็น

เฟืองตัวขับ 44 ฟัน

เฟืองตัวตาม 20 ฟัน

### ชุดทดรอบแบบที่ 3

ในช่วงต่อมาเมื่อนำแบบชุดทดรอบแบบที่ 2 ไปปรึกษาร้านผู้ผลิตเฟืองพบว่า มีจำนวนตัวเฟืองที่มากจนเกินไปส่งผลให้มีราคาแพงมาก ดังนั้น จึงได้ออกแบบชุดทดรอบแบบเฟืองตรงขึ้นใหม่เพื่อให้มีจำนวนตัวที่ลดลงแต่ยังใช้ชุดต้นกำลังเป็นมอเตอร์ขนาด 30 KW หมุนที่ความเร็วรอบ 1,500 rpm เช่นเดิม โดยมีการออกแบบดังนี้

#### อัตราทดเฟือง

เราต้องการทดรอบที่ 30,000 rpm แต่มอเตอร์ที่นำมาใช้มาเป็นต้นกำลังมีรอบเพียง 1,500 rpm มีเงื่อนไขว่าเฟืองทั้ง 2 จะต้องไม่มีคูลที่เท่ากันและ in คือ เฟืองขับ out คือ เฟืองตาม ดังนั้น จึงได้เลือกใช้อัตราทดมีค่า

$$m_v = \frac{\omega_{out}}{\omega_{in}}$$

แทนค่าในสมการ จะได้

$$m_v = \frac{\omega_{out}}{\omega_{in}} = \frac{30000}{1500} = 20$$

จากค่าที่ได้จะเห็นว่าในการทดรอบให้ได้ตามต้องการต้องทดในอัตราทดขั้นต่ำที่ 20 ดังนั้น จากค่าอัตราทดทำให้เฟืองมีขนาดใหญ่มากจึงจำเป็นต้องแบ่งชุดเฟืองออกเป็น 2 ชุด โดยมีจำนวนเฟืองทั้งหมด 4 ตัว โดยมีอัตราทดแต่ละชุดที่ 4.7 เท่า รวมอัตราทดทั้งชุดเป็น 22.09 เพื่อเป็นการยืนยันว่าอุปกรณ์สามารถหมุนที่ 30,000 รอบได้จริง

$$m_v = \left(-\frac{N_1}{N_2}\right) \left(-\frac{N_3}{N_4}\right) \left(-\frac{N_5}{N_6}\right) \left(-\frac{N_7}{N_8}\right) = \frac{\omega_{out}}{\omega_{in}}$$

โดย N คือ จำนวนฟันของเฟือง ,  $\omega_{in}$  คือ ความเร็วรอบของเฟืองขับและ

$\omega_{out}$  คือ ความเร็วรอบของเฟืองตาม

กำหนดให้

$$m_v = 22.09$$

ความเร็วรอบมอเตอร์ ( $\omega_{in}$ ) = 1500 rpm

เมื่อกำหนดตามสมการจะได้

$$\omega_{out} = 33,135 \text{ rpm}$$

จากค่าความเร็วรอบที่ทดได้จากมอเตอร์ไปถึงเฟืองตัวสุดท้ายจะเห็นว่าสามารถทำงานที่ความเร็วรอบ 30,000 rpm ได้

**ความเค้นบนฟันเฟือง**

**ความเค้นดัด**

จากสมการ

$$\sigma_b = \frac{W_t}{FmJ} \frac{K_a K_m}{K_v} K_s K_B K_I$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หาค่าต่างๆเพื่อนำไปใช้ในสมการ

กำหนดค่าต่างๆของเฟืองตรงที่ได้เลือกนำมาใช้ในการออกแบบ ตารางที่ ก4

ตารางที่ ก4 แสดงค่าที่กำหนดในการออกแบบที่ 3

| Gear parameters and material properties |                     |
|-----------------------------------------|---------------------|
| Module(m)                               | 3                   |
| Velocity ratio( $m_v$ )                 | 22.09               |
| Pressure angle( $\phi$ )                | 25 deg or 0.436 rad |
| Addendum(a)                             | 3 mm                |
| Dedendum(b)                             | 3.75 mm             |
| Face width(F)                           | 40 mm               |
| Material                                | AISI 4340           |
| Modulus of elasticity                   | 205 Gpa             |
| Ultimate tensile strength               | 1220 Mpa            |
| Tensile yield strength                  | 786 Mpa             |
| Poisson's ratio                         | 0.29                |
| Pinion                                  | 94 teeth            |
| Gear                                    | 20 teeth            |

หาแรงบิดที่เฟือง

เฟืองขับ จากสมการ

$$T_p = \frac{P}{\omega_p}$$

แทนค่า จะได้

$$T_p = \frac{P}{\omega_p} = \frac{0.921 \times 30 \times 1000 \text{ W}}{157 \text{ rad/sec}} = 175.987 \text{ N.m}$$

เฟืองตาม จากสมการ

$$T_g = m_G T_p$$

แทนค่า จะได้

$$T_g = m_G T_p = \left(\frac{1}{m_v}\right) T_p = \left(\frac{1}{4.7}\right) \times 175.987 = 37.444 \text{ N.m}$$

หาเส้นผ่านศูนย์กลางพิตซ์

เฟืองขับ จากสมการ

$$d_p = m N_p$$

แทนค่า จะได้

$$d_p = 3 \times 94 = 282 \text{ mm}$$

เฟืองตาม จากสมการ

$$d_g = 3 \times 20 = 60 \text{ mm}$$

หาแรงต่างๆ

แรงส่งผ่านในแนวสัมผัส

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากสมการ

$$W_t = \frac{T_p}{d_p/2}$$

แทนค่า จะได้

$$W_t = \frac{175.987 \times 1000}{(282/2)} = 1248.135 \text{ N}$$

แรงในแนวรัศมี

จากสมการ

$$W_r = W_t \tan \phi$$

แทนค่า จะได้

$$W_r = W_t \tan \phi = (1248.135) \tan(25) = 582.015 \text{ N}$$

แรงรวม

จากสมการ

$$W = \frac{W_t}{\cos \phi}$$

แทนค่า จะได้

$$W = \frac{W_t}{\cos \phi} = \frac{1248.135}{\cos(25)} = 1495.297 \text{ N}$$

หาค่าแฟกเตอร์ต่างๆ

Application Factor ( $K_a$ )

จากตารางได้เลือกใช้  $K_a = 1$

Load distribution Factor ( $K_m$ )

จากตารางได้เลือกใช้  $K_m = 1.6$

Size factor ( $K_s$ )

กำหนดให้  $K_s = 1$

Rim Thickness factor ( $K_B$ )

จากตารางได้เลือกใช้  $K_B = 1$

Idler factor ( $K_I$ )

ในกรณีนี้เฟืองขับและเฟืองตามขบกันโดยตรงจะกำหนดให้  $K_I = 1$

Dynamic Factor ( $K_v$ )

กำหนดให้  $Q_v = 6$

หาความเร็ว Pitch line

จากสมการ

$$V_t = \omega_p r_p = \omega_p (d_p / 2)$$

แทนค่า จะได้

$$V_t = \frac{282 \text{ mm}}{2 \times 1000 \times 60} (1500 \text{ rpm}) (2\pi) = 22.148 \text{ m/s}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กำหนดให้  $Q_v = 6$

ใช้สมการ

$$B = \frac{(12 - Q_v)^{2/3}}{4} \text{ for } 6 \leq Q_v \leq 11$$

แทนค่า จะได้

$$B = \frac{(12 - 6)^{2/3}}{4} \text{ for } 6 \leq Q_v \leq 11$$

$$B = 0.825$$

จากสมการ

$$A = 50 + 56(1 - B)$$

แทนค่า จะได้

$$A = 50 + 56(1 - 0.825)$$

$$A = 59.77$$

นำค่าที่ได้ไปแทนในสมการ

$$K_v = \left( \frac{A}{A + \sqrt{200V_t}} \right)^B$$

จะได้

$$K_v = \left( \frac{59.77}{59.77 + \sqrt{200 \times 22.148}} \right)^B$$

$$K_v = 0.539$$

Bending strength geometry factor(J)

เปิดตารางความสัมพันธ์ระหว่างจำนวนฟันเฟืองขับกับเฟืองตามจะได้ค่า J มีค่าเป็น เฟืองขับ 0.33 เฟืองตาม 0.46

เมื่อนำค่าที่หาได้มาแทนค่าลงในสมการ

เฟืองขับ

$$\sigma_{bp} = \frac{1248.135}{0.04 \times 3 \times 0.33} \times \frac{1 \times 1.6}{0.627} (1 \times 1 \times 1) = 0.080 \text{ MPa}$$

เฟืองตาม

$$\sigma_{bg} = \frac{1248.135}{0.04 \times 3 \times 0.46} \times \frac{1 \times 1.6}{0.627} (1 \times 1 \times 1) = 0.058 \text{ MPa}$$

ความเค้นหน้าสัมผัส

ในการคิดความเค้นหน้าสัมผัสได้เลือกคิดความเค้นที่ชุดเฟืองตัวแรกเช่นเดียวกับความเค้นตัดมีการคำนวณดังนี้

จากสมการ

$$\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{W_t C_a C_m}{F l d} \frac{C_s C_f}{C_v}}$$

หาค่าแฟกเตอร์ต่างๆ

Elastic Coefficient( $C_p$ )

จากสมการ

$$C_p = \sqrt{\frac{1}{\pi \left[ \left( \frac{1-\nu_p^2}{E_p} \right) + \left( \frac{1-\nu_g^2}{E_g} \right) \right]}}$$

เมื่อแทนค่าลงในสมการ จะได้

$$C_p = 188739.572 \text{ pa}^{0.5}$$

Application Factor( $C_a$ )

จากนิยามพบว่า  $K_a = C_a$  ดังนั้น  $K_a = C_a = 1$

Load distribution Factor( $C_m$ )

จากนิยามพบว่า  $K_m = C_m$  ดังนั้น  $K_m = C_m = 1.6$

Size factor( $C_s$ )

จากนิยามพบว่า  $K_s = C_s$  ดังนั้น  $K_s = C_s = 1$

Surface Factor( $C_f$ )

กำหนดให้  $C_f = 1$

Velocity factor( $C_v$ )

จากนิยามพบว่า  $K_v = C_v$  ดังนั้น  $K_v = C_v = 0.627$

Surface Geometry Factor( $I$ )

จากสมการ

$$\rho_p = \sqrt{\left( r_p + \frac{1+x_p}{p_d} \right)^2 - (r_p \cos \phi)^2} - \frac{\pi}{p_d} \cos \phi$$

แทนค่าโดยที่  $x_p = 0$  จะได้

$$\rho_p = 57.835 \text{ mm}$$

จากนั้นนำค่าที่ได้มาแทนในสมการ

$$\rho_g = C_s \sin \phi - \rho_p$$

จะได้

$$\rho_g = 14.433 \text{ mm}$$

นำค่า  $\rho_p, \rho_g$  มาแทนลงใน

$$I = \frac{\cos \phi}{\left( \frac{1}{\rho_p} + \frac{1}{\rho_g} \right) d_p}$$

จะได้

$$I = 0.037$$

เมื่อนำค่าที่หาได้มาแทนค่าลงในสมการ

$$\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{W_t C_a C_m}{F I d} \frac{C_s C_f}{C_v}}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จะได้

เฟืองขับ

$$\sigma_{cp} = 521.392 \text{ MPa}$$

เฟืองตาม

$$\sigma_{cg} = 1130.351 \text{ MPa}$$

จากนั้นนำค่าความเค้นดัดและความเค้นพื้นผิวมาตรวจสอบความแข็งแรงจาก Safety factor โดยจากคุณสมบัติวัสดุ

นำค่าที่ได้จากการคำนวณมาออกแบบชุดเกียร์แบบเฟืองตรงได้แบบ ดังรูป



รูปที่ 66 ชุดเกียร์แบบเฟืองตรงที่ได้ทำการออกแบบไว้

จำนวนเฟือง 8 ตัว

เฟืองตัวขับ 94 ฟัน

เฟืองตัวตาม 20 ฟัน

- จากการออกแบบชุดทดรอบทั้ง 3 แบบแรกที่ใช้เป็นเฟืองตรงแล้วหมุนที่ 30,000 rpm นั้นเมื่อไปติดต่อกับร้านผู้ผลิตเฟืองพบว่าในการผลิตเฟืองตามแบบที่ออกแบบไว้มีราคาที่สูงมากเนื่องจากมีขนาดค่อนข้างใหญ่ ประกอบกับต้องสร้างห้องเกียร์และยังต้องคำนึงถึงการระบายความร้อนออกจากชุดเกียร์ ซึ่งรวมทั้งหมดนี้จะเป็นการเพิ่มขอบเขตงานที่มากจนเกินไป ดังนั้น จึงจำเป็นต้องออกแบบและเลือกใช้อุปกรณ์ที่มีขายทั่วไปตามท้องตลาดจึงได้ปรับเป้าหมายลงมาจากทดสอบคอมเพรสเซอร์ที่ 30,000 rpm ลงมาเป็น 15,000 rpm เพื่อจำกัดขอบเขตงานและเพื่อให้เหมาะสมกับงบประมาณที่มีอยู่ จากนั้นได้มีการเปลี่ยนต้นกำลังเป็นเครื่องยนต์ขนาดเล็กกำลัง 6.99 KW หมุนด้วยความเร็วรอบ 2,400 rpm สาเหตุที่เปลี่ยนต้นกำลังก็คือ เนื่องจากลดความเร็วรอบทดสอบคอมเพรสเซอร์เหลือ 15,000 rpm เมื่อคำนวณกำลังที่ต้องใช้ในการขับเคลื่อนก็เพียงพอแล้วประกอบกับต้นกำลังใหม่มีรอบที่ 2,400 rpm ในการทำงานที่รอบ 15,000 จึงใช้อัตราทดเพียง 6.25 เท่า ดังนั้น เราจึงได้เลือกใช้ชุดส่งกำลังแบบสายพานแบบฟันเฟืองซึ่งมีข้อดีในเรื่องของมีราคาถูกและมีการระบายความร้อนได้ดีในขณะเดียวกันก็สามารถจัดวางตำแหน่งการส่งกำลังได้ง่าย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก ข.

การออกแบบท่อที่ใช้ในการวัด

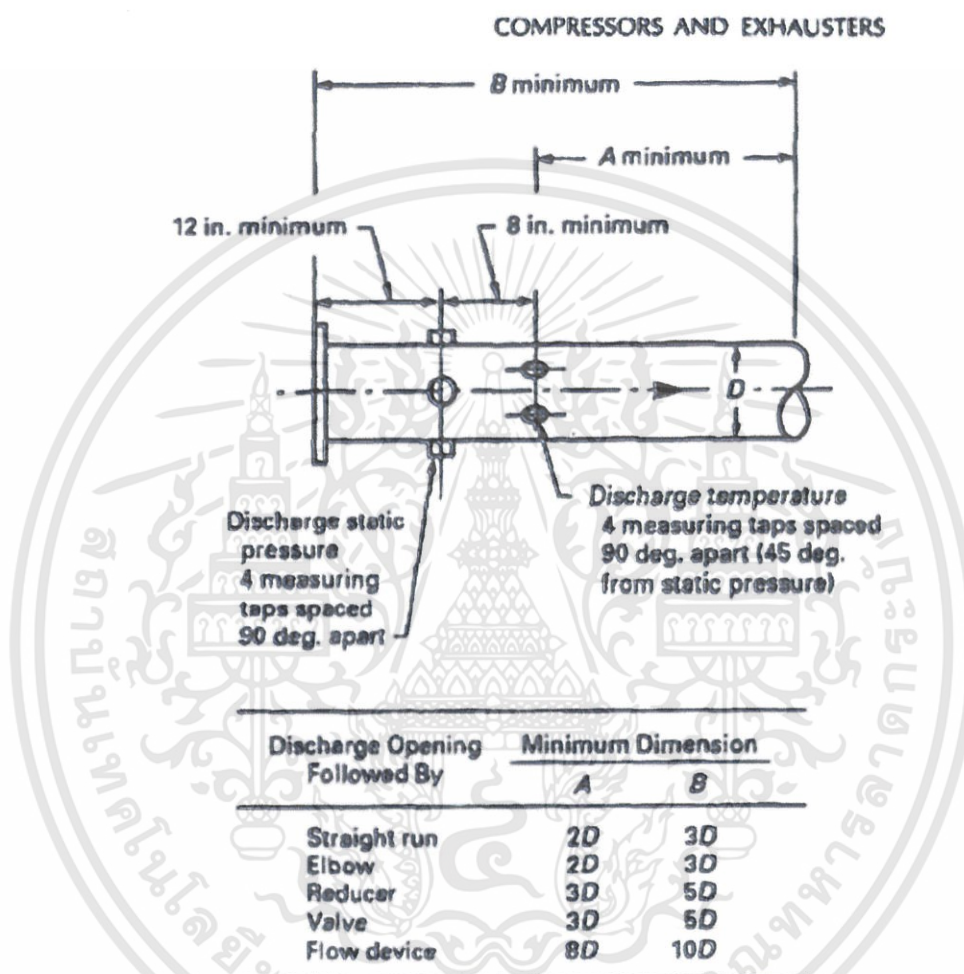


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## การออกแบบท่อที่ใช้ในการวัด

### 1. มาตรฐาน ASME PTC-10[4] ที่เลือกมาใช้ในการออกแบบ

#### 1.1 ทางออกของท่อ



รูปที่ ข.1 รูปแสดงปากทางออกท่อตามมาตรฐาน

จากรูปสามารถรู้ถึงตำแหน่งของจุดวัดทั้งความดันและอุณหภูมิและจำนวนของอุปกรณ์วัด แบ่งเป็นวัดความดัน 4 อัน และวัดอุณหภูมิอีก 4 อัน โดยความยาวท่อตามมาตรฐานจากขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเท่ากับ 125 มิลลิเมตร มีความยาวท่อจนถึงจุดวัดที่ 305 mm

## 1.2 ทางเข้า

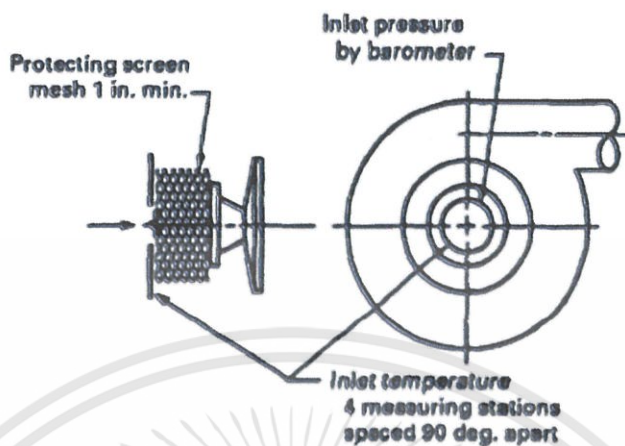
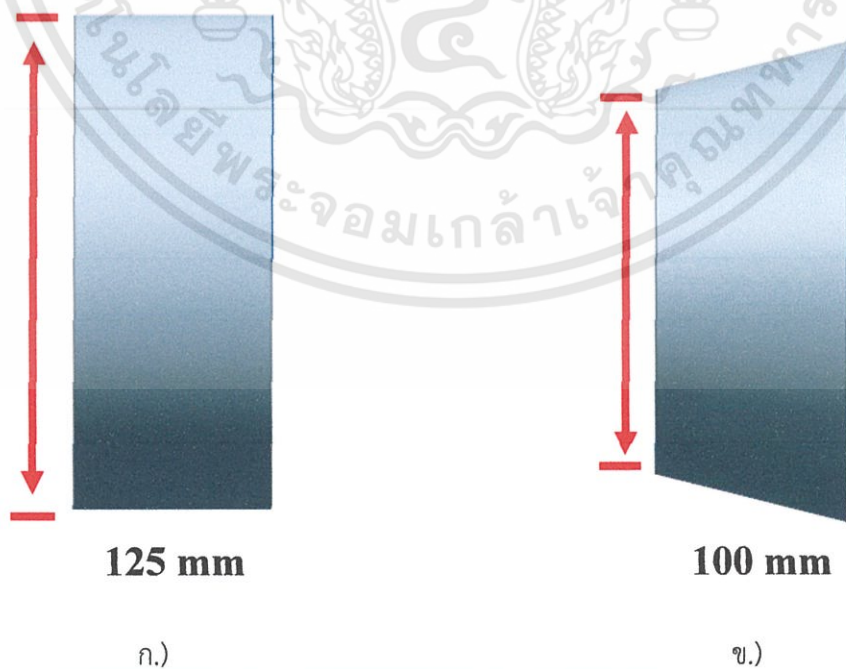


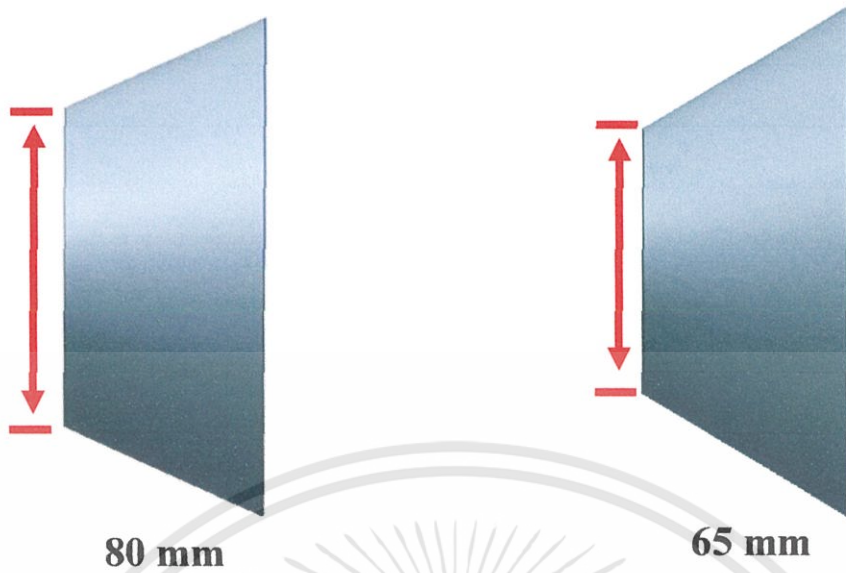
FIG. 4.2 OPEN INLET

รูปที่ ข.2 แสดงทอวัดของปากทางเข้าชุดทดสอบ

ชุดทดสอบนี้จะใช้ทางเข้าเป็นแบบปลายเปิดตามมาตรฐานของ ASME PTC-10[4]

## 2. ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของข้อต่อลวดที่นำมาใช้เป็นแบบในการจำลอง





ค.)

ง.)

รูปที่ ข.3 ก.), ข.), ค.) และ ง.) รูปแสดงขนาดท่อและข้อต่อลวดที่นำมาใช้ในการจำลอง

จากรูปเป็นรูปแสดงขนาดของข้อต่อลวดที่ใช้ในการจำลองโดยขนาดท่อปกติอยู่ที่ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเท่ากับ 125 มิลลิเมตรในรูป ก.) และรูป ข.), ค.) และ ง.) เป็นรูปของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อที่ลดลงจากอุปกรณ์ข้อต่อลวด

### 3. ขนาดของท่อตามมาตรฐาน

| ชื่อขนาด<br>มม.(นิ้ว)<br>Nominal size<br>mm (in.) | ราคาต่อท่อน (บาท)<br>Unit Price (baht)                 |                             |                               | จำนวนท่อน/มัด<br>Pieces/Bundle | ค่าแรงบานปลายท่อน<br>(บาท/ท่อน)<br>Bell charge<br>(baht/pc.) |
|---------------------------------------------------|--------------------------------------------------------|-----------------------------|-------------------------------|--------------------------------|--------------------------------------------------------------|
|                                                   | ชนิดปลายเรียบ (Plain End)      ชนิดบานหัว (End Socket) |                             |                               |                                |                                                              |
|                                                   | ชั้นคุณภาพ 5<br>Class 5                                | ชั้นคุณภาพ 8.5<br>Class 8.5 | ชั้นคุณภาพ 13.5<br>Class 13.5 |                                |                                                              |
| 18 (1/2")                                         | -                                                      | 42.00                       | 53.00                         | 25                             | 1.00                                                         |
| 20 (3/4")                                         | -                                                      | 53.00                       | 64.00                         | 25                             | 1.00                                                         |
| 25 (1")                                           | -                                                      | 70.00                       | 101.00                        | 25                             | 2.00                                                         |
| 35 (1 1/4")                                       | 66.00                                                  | 87.00                       | 132.00                        | 10                             | 2.00                                                         |
| 40 (1 1/2")                                       | 80.00                                                  | 114.00                      | 170.00                        | 10                             | 2.50                                                         |
| 55 (2")                                           | 120.00                                                 | 180.00                      | 260.00                        | 10                             | 3.00                                                         |
| 65 (2 1/2")                                       | 195.00                                                 | 285.00                      | 430.00                        | -                              | 4.00                                                         |
| 80 (3")                                           | 265.00                                                 | 395.00                      | 600.00                        | -                              | 5.00                                                         |
| 100 (4")                                          | 425.00                                                 | 640.00                      | 965.00                        | -                              | 6.00                                                         |
| 125 (5")                                          | 650.00                                                 | 965.00                      | 1,455.00                      | -                              | 8.00                                                         |
| 150 (6")                                          | 905.00                                                 | 1,355.00                    | 2,050.00                      | -                              | 18.00                                                        |
| 200 (8")                                          | 1,355.00                                               | 2,180.00                    | 3,485.00                      | -                              | 35.00                                                        |
| 250 (10")                                         | 1,950.00                                               | 3,155.00                    | 5,245.00                      | -                              | 50.00                                                        |
| 300 (12")                                         | 2,735.00                                               | 4,450.00                    | 7,435.00                      | -                              | 70.00                                                        |

รูปที่ ข.4 ขนาดท่อตามมาตรฐาน

จากรูปงานวิจัยศึกษาขนาดของท่อปลายเรียบทั้งหมดอยู่ 4 ขนาด คือ 125, 100, 80, และ 65 มิลลิเมตรตามลำดับ

#### 4. การเปรียบเทียบราคาของแบบจำลองกับมาตรฐาน ASME PTC-10[4]

ตารางที่ ข.1 ราคาและจำนวนอุปกรณ์ของแบบจำลอง

| อุปกรณ์            | จำนวนชิ้น | ราคาต่อหน่วย(บาท) | ราคา(บาท) |
|--------------------|-----------|-------------------|-----------|
| ข้อต่อลด 80 mm     | 1         | 210               | 210       |
| ท่อขนาด 100 mm     | 1         | 265               | 265       |
| เกจวัดความดัน      | 1         | 200               | 200       |
| เทอร์โมคัปเปิล sk5 | 1         | 300               | 300       |
| รวมราคา            |           |                   | 975       |

ตารางที่ ข.2 ราคาและจำนวนอุปกรณ์ตามมาตรฐาน

| อุปกรณ์            | จำนวนชิ้น | ราคาต่อหน่วย(บาท) | ราคา(บาท) |
|--------------------|-----------|-------------------|-----------|
| ท่อขนาด 125 mm     | 1         | 650               | 650       |
| เกจวัดความดัน      | 4         | 200               | 800       |
| เทอร์โมคัปเปิล sk2 | 4         | 550               | 2200      |
| รวมราคา            |           |                   | 3650      |

\*อ้างอิงราคาจากการสำรวจตลาดวันที่ 5 เดือนกุมภาพันธ์ พ.ศ. 2557

จากตารางที่ ข.1 และ ข.2 เป็นการคำนวณราคาของอุปกรณ์ที่ใช้อย่างง่ายเพื่อให้มองเห็นถึงความต่างของราคาและเมื่อเปรียบเทียบราคาแล้วต่างกันถึง 2675 บาท เนื่องมาจากราคาของเทอร์โมคัปเปิลเป็นหลัก เพราะตามมาตรฐานต้องใช้ถึง 4 ตัว

## ภาคผนวก ค.

ตัวอย่างเค็ดตาลีอกแบริงยี่ห้อ FAG และ NTN

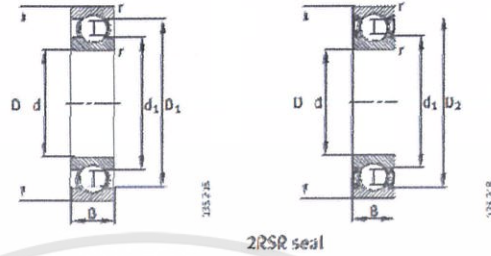


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ค1) แบริ่งยี่ห้อ FAG

ค1.1) รุ่น 6206-2Z

Deep groove ball bearings  
Single row  
Open or sealed

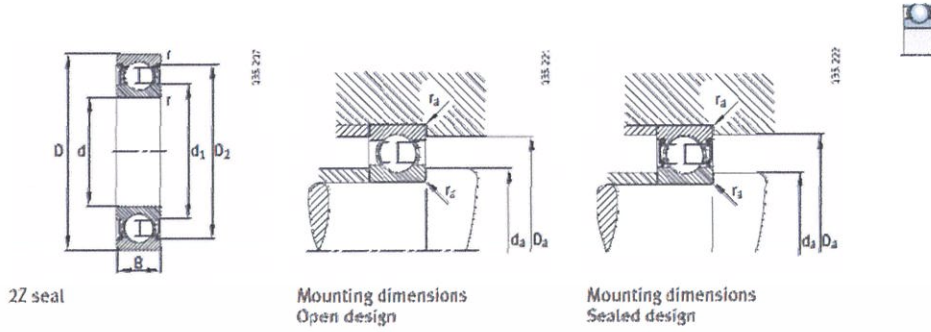


Dimension table (continued) - Dimensions in mm

| Designation | Mass<br>m<br>kg | Dimensions |    |    |     |                |                |                |
|-------------|-----------------|------------|----|----|-----|----------------|----------------|----------------|
|             |                 | d          | D  | B  | r   | D <sub>1</sub> | D <sub>2</sub> | d <sub>1</sub> |
|             |                 | mm         |    |    |     |                |                |                |
| 6204-2Z     | 0,11            | 20         | 47 | 14 | 1   | -              | 41             | 28,8           |
| S6204       | 0,105           | 20         | 47 | 14 | 1   | 38,4           | -              | 28,8           |
| S6204-2RSR  | 0,109           | 20         | 47 | 14 | 1   | -              | 41             | 28,8           |
| 62204-2RSR  | 0,139           | 20         | 47 | 18 | 1   | -              | 41             | 28,8           |
| 6304        | 0,151           | 20         | 52 | 15 | 1,1 | 41,9           | -              | 30,3           |
| 6304-2RSR   | 0,155           | 20         | 52 | 15 | 1,1 | -              | 44,4           | 30,3           |
| 6304-2Z     | 0,155           | 20         | 52 | 15 | 1,1 | -              | 44,4           | 30,3           |
| S6304       | 0,153           | 20         | 52 | 15 | 1,1 | 41,9           | -              | 30,3           |
| 62304-2RSR  | 0,209           | 20         | 52 | 21 | 1,1 | -              | 44,4           | 30,3           |
| 6404        | 0,414           | 20         | 72 | 19 | 1,1 | 59,6           | -              | 44,6           |
| 16005       | 0,055           | 25         | 47 | 8  | 0,3 | 39,7           | -              | 32             |
| 6005        | 0,081           | 25         | 47 | 12 | 0,6 | 40,2           | -              | 32             |
| 6005-2RSR   | 0,085           | 25         | 47 | 12 | 0,6 | -              | 42,5           | 32             |
| 6005-2Z     | 0,083           | 25         | 47 | 12 | 0,6 | -              | 42,5           | 32             |
| S6005       | 0,082           | 25         | 47 | 12 | 0,6 | 40,2           | -              | 32             |
| S6005-2RSR  | 0,084           | 25         | 47 | 12 | 0,6 | -              | 42,5           | 32             |
| 6205        | 0,129           | 25         | 52 | 15 | 1   | 43,6           | -              | 33,5           |
| 6205-2RSR   | 0,133           | 25         | 52 | 15 | 1   | -              | 45,4           | 33,5           |
| 6205-2Z     | 0,133           | 25         | 52 | 15 | 1   | -              | 45,4           | 33,5           |
| S6205       | 0,129           | 25         | 52 | 15 | 1   | 43,6           | -              | 33,5           |
| S6205-2RSR  | 0,133           | 25         | 52 | 15 | 1   | -              | 45,4           | 33,5           |
| 62205-2RSR  | 0,157           | 25         | 52 | 18 | 1   | -              | 45,4           | 33,5           |
| 6305        | 0,234           | 25         | 62 | 17 | 1,1 | 50,2           | -              | 36,4           |
| 6305-2RSR   | 0,242           | 25         | 62 | 17 | 1,1 | -              | 52,5           | 36,4           |
| 6305-2Z     | 0,24            | 25         | 62 | 17 | 1,1 | -              | 52,5           | 36,4           |
| S6305       | 0,237           | 25         | 62 | 17 | 1,1 | 50,2           | -              | 36,4           |
| S6305-2RSR  | 0,245           | 25         | 62 | 17 | 1,1 | -              | 52,5           | 36,4           |
| 62305-2RSR  | 0,272           | 25         | 62 | 24 | 1,1 | -              | 52,5           | 36,4           |
| 6405        | 0,549           | 25         | 80 | 21 | 1,5 | 65,5           | -              | 49,3           |
| 16006       | 0,082           | 30         | 55 | 9  | 0,3 | 47,5           | -              | 37,7           |
| 6006        | 0,122           | 30         | 55 | 13 | 1   | 47,2           | -              | 38,3           |
| 6006-2RSR   | 0,126           | 30         | 55 | 13 | 1   | -              | 49,2           | 38,3           |
| 6006-2Z     | 0,126           | 30         | 55 | 13 | 1   | -              | 49,2           | 38,3           |
| S6006       | 0,109           | 30         | 55 | 13 | 1   | 47,2           | -              | 38,3           |
| 6206        | 0,195           | 30         | 62 | 16 | 1   | 52,1           | -              | 40             |
| 6206-2RSR   | 0,201           | 30         | 62 | 16 | 1   | -              | 54,9           | 40             |
| 6206-2Z     | 0,201           | 30         | 62 | 16 | 1   | -              | 54,9           | 40             |

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ค1.2) รุ่น 6206-2Z



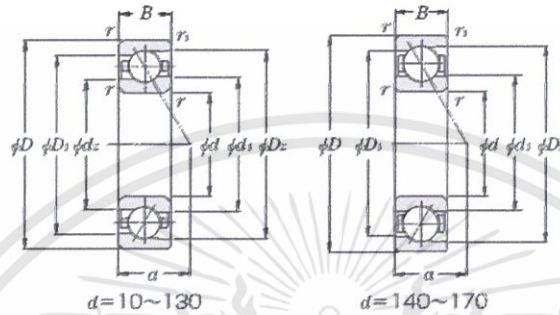
| Mounting dimensions |       |       | Basic load ratings |                | Fatigue limit load | Limiting speed    | Reference speed   |
|---------------------|-------|-------|--------------------|----------------|--------------------|-------------------|-------------------|
| $d_i$               | $D_2$ | $r_a$ | dyn. $C_r$         | stat. $C_{0r}$ | $C_{ur}$           | $n_G$             | $n_R$             |
| mm                  | mm    | mm    | N                  | N              | N                  | min <sup>-1</sup> | min <sup>-1</sup> |
| 25,6                | 41,4  | 1     | 12 700             | 6 550          | 440                | 15 000            | 16 300            |
| 25,6                | 41,4  | 1     | 12 700             | 6 550          | 440                | 18 000            | 16 300            |
| 25,6                | 41,4  | 1     | 12 700             | 6 550          | 440                | 10 000            | -                 |
| 25,6                | 41,4  | 1     | 12 700             | 6 550          | 395                | 10 000            | -                 |
| 27                  | 45    | 1     | 16 000             | 7 800          | 530                | 34 000            | 14 400            |
| 27                  | 45    | 1     | 16 000             | 7 800          | 530                | 9 500             | -                 |
| 27                  | 45    | 1     | 16 000             | 7 800          | 530                | 14 000            | 14 400            |
| 27                  | 45    | 1     | 16 000             | 7 800          | 530                | 34 000            | 14 400            |
| 27                  | 45    | 1     | 16 000             | 7 800          | 495                | 9 500             | -                 |
| 27                  | 65    | 1     | 29 000             | 16 300         | 1 020              | 24 000            | 12 100            |
| 27                  | 45    | 0,3   | 7 200              | 4 650          | 215                | 19 000            | 12 000            |
| 28,2                | 43,8  | 0,6   | 10 000             | 5 850          | 305                | 36 000            | 15 800            |
| 28,2                | 43,8  | 0,6   | 10 000             | 5 850          | 305                | 10 000            | -                 |
| 28,2                | 43,8  | 0,6   | 10 000             | 5 850          | 305                | 15 000            | 15 800            |
| 28,2                | 43,8  | 0,6   | 10 000             | 5 850          | 305                | 36 000            | 15 200            |
| 28,2                | 43,8  | 0,6   | 10 000             | 5 850          | 305                | 10 000            | -                 |
| 30,6                | 46,4  | 1     | 14 000             | 7 800          | 510                | 17 000            | 14 400            |
| 30,6                | 46,4  | 1     | 14 000             | 7 800          | 510                | 9 000             | -                 |
| 30,6                | 46,4  | 1     | 14 000             | 7 800          | 510                | 14 000            | 14 400            |
| 30,6                | 46,4  | 1     | 14 000             | 7 800          | 510                | 17 000            | 14 400            |
| 30,6                | 46,4  | 1     | 14 000             | 7 800          | 510                | 9 000             | -                 |
| 30,6                | 46,4  | 1     | 14 000             | 7 800          | 415                | 9 000             | -                 |
| 32                  | 55    | 1     | 22 400             | 11 400         | 750                | 28 000            | 12 300            |
| 32                  | 55    | 1     | 22 400             | 11 400         | 750                | 7 500             | -                 |
| 32                  | 55    | 1     | 22 400             | 11 400         | 750                | 11 000            | 12 300            |
| 32                  | 55    | 1     | 22 400             | 11 400         | 750                | 28 000            | 12 300            |
| 32                  | 55    | 1     | 22 400             | 11 400         | 750                | 7 500             | -                 |
| 32                  | 55    | 1     | 22 400             | 11 400         | 750                | 7 500             | -                 |
| 36                  | 71    | 1,5   | 33 500             | 19 000         | 1 250              | 20 000            | 11 000            |
| 32                  | 53    | 0,3   | 11 200             | 7 350          | 365                | 16 000            | 10 400            |
| 34,6                | 50,4  | 1     | 12 700             | 8 000          | 390                | 32 000            | 13 600            |
| 34,6                | 50,4  | 1     | 12 700             | 8 000          | 390                | 8 500             | -                 |
| 34,6                | 50,4  | 1     | 12 700             | 8 000          | 390                | 13 000            | 13 600            |
| 34,6                | 50,4  | 1     | 12 700             | 8 000          | 390                | 32 000            | 13 100            |
| 35,6                | 56,4  | 1     | 19 300             | 11 200         | 690                | 14 000            | 12 000            |
| 35,6                | 56,4  | 1     | 19 300             | 11 200         | 690                | 7 500             | -                 |
| 35,6                | 56,4  | 1     | 19 300             | 11 200         | 690                | 11 000            | 12 000            |

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ค2) แบร็ริงยี่ห้อ NTN (Precision bearing)

ค2.1) รุ่น 7008 UC

**Standard angular contact ball bearings (steel ball type) 70 series**  
**Contact angle 15° d 10~200mm**



| Part number | Boundary dimensions |     |    |                   |                   | Basic load ratings |                 |                    |                 | Static axial load capacity |        | Factor         | Limiting speed     |                 |
|-------------|---------------------|-----|----|-------------------|-------------------|--------------------|-----------------|--------------------|-----------------|----------------------------|--------|----------------|--------------------|-----------------|
|             | mm                  |     |    |                   |                   | dynamic kN         |                 | dynamic static kgf |                 | kN kgf                     |        |                | min <sup>-1</sup>  |                 |
|             | d                   | D   | B  | r <sub>s</sub> mm | r <sub>s</sub> mm | C <sub>r</sub>     | C <sub>or</sub> | C <sub>r</sub>     | C <sub>or</sub> | kN                         | kgf    | f <sub>0</sub> | grease lubrication | oil lubrication |
| 7000UC      | 10                  | 26  | 8  | 0.3               | 0.15              | 5.30               | 2.48            | 540                | 253             | 3.80                       | 390    | 12.6           | 65 800             | 105 300         |
| 7001UC      | 12                  | 28  | 8  | 0.3               | 0.15              | 5.80               | 2.93            | 595                | 299             | 4.25                       | 435    | 13.4           | 57 100             | 91 400          |
| 7002UC      | 15                  | 32  | 9  | 0.3               | 0.15              | 6.60               | 3.70            | 675                | 375             | 5.15                       | 525    | 14.1           | 49 900             | 79 800          |
| 7003UC      | 17                  | 35  | 10 | 0.3               | 0.15              | 8.25               | 4.55            | 840                | 460             | 6.60                       | 670    | 13.8           | 45 100             | 72 100          |
| 7004UC      | 20                  | 42  | 12 | 0.6               | 0.3               | 11.1               | 6.6             | 1 130              | 670             | 9.60                       | 980    | 14.1           | 37 200             | 59 500          |
| 7005UC      | 25                  | 47  | 12 | 0.6               | 0.3               | 12.3               | 8.0             | 1 250              | 815             | 11.3                       | 1 150  | 14.7           | 32 500             | 52 100          |
| 7006UC      | 30                  | 55  | 13 | 1                 | 0.6               | 15.8               | 11.0            | 1 820              | 1 120           | 15.4                       | 1 570  | 14.9           | 27 200             | 43 600          |
| 7007UC      | 35                  | 62  | 14 | 1                 | 0.6               | 20.0               | 14.6            | 2 040              | 1 490           | 19.5                       | 1 990  | 15.0           | 24 200             | 38 700          |
| 7008UC      | 40                  | 68  | 15 | 1                 | 0.6               | 21.4               | 16.8            | 2 180              | 1 720           | 22.0                       | 2 250  | 15.4           | 21 700             | 34 700          |
| 7009UC      | 45                  | 75  | 16 | 1                 | 0.6               | 25.3               | 20.4            | 2 580              | 2 080           | 27.1                       | 2 770  | 15.4           | 19 500             | 31 200          |
| 7010UC      | 50                  | 80  | 16 | 1                 | 0.6               | 26.9               | 23.1            | 2 740              | 2 350           | 30.0                       | 3 100  | 15.7           | 18 000             | 28 800          |
| 7011UC      | 55                  | 90  | 18 | 1.1               | 0.6               | 35.5               | 30.0            | 3 600              | 3 100           | 39.0                       | 4 000  | 15.5           | 16 200             | 25 900          |
| 7012UC      | 60                  | 95  | 18 | 1.1               | 0.6               | 36.5               | 32.5            | 3 700              | 3 300           | 41.5                       | 4 200  | 15.7           | 15 100             | 24 200          |
| 7013UC      | 65                  | 100 | 18 | 1.1               | 0.6               | 38.5               | 36.0            | 3 900              | 3 650           | 45.5                       | 4 650  | 15.9           | 14 200             | 22 700          |
| 7014UC      | 70                  | 110 | 20 | 1.1               | 0.6               | 48.5               | 45.0            | 4 950              | 4 600           | 59.0                       | 6 050  | 15.7           | 13 000             | 20 800          |
| 7015UC      | 75                  | 115 | 20 | 1.1               | 0.6               | 49.5               | 48.0            | 5 050              | 4 900           | 62.0                       | 6 350  | 15.9           | 12 300             | 19 700          |
| 7016UC      | 80                  | 125 | 22 | 1.1               | 0.6               | 60.5               | 58.0            | 6 200              | 5 900           | 74.5                       | 7 600  | 15.7           | 11 400             | 18 300          |
| 7017UC      | 85                  | 130 | 22 | 1.1               | 0.6               | 62.0               | 61.5            | 6 350              | 6 250           | 78.5                       | 8 000  | 15.9           | 10 900             | 17 400          |
| 7018UC      | 90                  | 140 | 24 | 1.5               | 1                 | 74.0               | 72.5            | 7 550              | 7 400           | 95.0                       | 9 700  | 15.7           | 10 200             | 16 300          |
| 7019UC      | 95                  | 145 | 24 | 1.5               | 1                 | 76.0               | 76.5            | 7 750              | 7 800           | 100                        | 10 200 | 15.9           | 9 800              | 15 600          |
| 7020UC      | 100                 | 150 | 24 | 1.5               | 1                 | 77.5               | 81.0            | 7 900              | 8 250           | 104                        | 10 800 | 16.0           | 9 400              | 15 000          |
| 7021UC      | 105                 | 160 | 26 | 2                 | 1                 | 91.0               | 93.5            | 9 250              | 9 550           | 120                        | 12 300 | 15.9           | 8 800              | 14 100          |
| 7022UC      | 110                 | 170 | 28 | 2                 | 1                 | 104                | 106             | 10 600             | 10 900          | 140                        | 14 200 | 15.7           | 8 400              | 13 400          |
| 7024UC      | 120                 | 180 | 28 | 2                 | 1                 | 106                | 113             | 10 800             | 11 500          | 147                        | 14 900 | 16.0           | 7 800              | 12 500          |
| 7026UC      | 130                 | 200 | 33 | 2                 | 1                 | 133                | 144             | 13 600             | 14 700          | 186                        | 19 000 | 15.9           | 7 100              | 11 400          |
| 7028CT1B    | 140                 | 210 | 33 | 2                 | 1                 | 132                | 145             | 13 500             | 14 800          | 69.0                       | 7 050  | 16.0           | 4 800              | 6 200           |
| 7030CT1B    | 150                 | 225 | 35 | 2.1               | 1.1               | 151                | 168             | 15 400             | 17 200          | 81.0                       | 8 300  | 16.0           | 4 500              | 5 800           |
| 7032CT1B    | 160                 | 240 | 38 | 2.1               | 1.1               | 171                | 193             | 17 400             | 19 700          | 87.5                       | 8 950  | 16.0           | 4 200              | 5 400           |
| 7034CT1B    | 170                 | 260 | 42 | 2.1               | 1.1               | 205                | 234             | 20 900             | 23 900          | 118                        | 12 000 | 15.9           | 3 900              | 5 100           |
| 7036CT1B    | 180                 | 280 | 46 | 2.1               | 1.1               | 241                | 290             | 24 500             | 29 600          | 144                        | 14 700 | 15.7           | 3 700              | 4 700           |
| 7038CT1B    | 190                 | 290 | 46 | 2.1               | 1.1               | 247                | 305             | 25 100             | 31 500          | 151                        | 15 400 | 15.9           | 3 500              | 4 500           |
| 7040CT1B    | 200                 | 310 | 51 | 2.1               | 1.1               | 277                | 355             | 28 200             | 36 000          | 173                        | 17 600 | 15.7           | 3 300              | 4 300           |

● Minimum allowable value for corner radius dimension r or r<sub>s</sub>.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
 ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## ภาคผนวก ง.

### ตัวอย่างเค้ตตาล็อกสายพานและล้อสายพาน



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## ง1)การคำนวณเกี่ยวกับสายพาน

## Belts Drives



# Selection Procedure

## Wedge belt selection procedure

### 1) Service factor

Refer to table 1 on page 142 and select a service factor appropriate to the drive conditions.

If a more accurate centre distance value is required, use the formulae below :-

$$C = A + \sqrt{A^2 - B}$$

$$\text{Where } A = \frac{L}{4} - 0.3935.(D + d)$$

$$\text{and } B = \frac{(D - d)^2}{8}$$

### 2) Design power

Multiply the machine absorbed power (kW) by the service factor to obtain the design power.

If the machine absorbed power is not known, use the prime mover power (kW).

The design power is used as a basis for selecting the drive.

### 8) Power per belt (kW)

Refer to table 4 power ratings (pages 146, 147) for the section of belt chosen.

Read across the top row to the small pulley pitch diameter chosen. Then read down to the speed of the faster shaft to obtain the power per belt in kW.

If necessary, interpolate for a more accurate value.

### 3) Belt section

Refer to table 2 on page 143.

Note the intersection of the speed of the faster shaft (on the horizontal scale) and the design power (on the vertical scale).

The point of intersection indicates the preferable belt section.

### 9) Power addition for speed ratio

Refer to the same pages as the power ratings.

Read across the top to the column which contains the speed ratio being used.

Then read down to the speed of the faster shaft to obtain the power addition for the speed ratio.

### 4) Speed ratio

Divide the rotational speed of the high speed shaft by that of the low speed shaft to obtain the speed ratio.

### 5) Pulley pitch diameters

For the chosen section from step 3), refer to table 3 speed ratios on pages 144 and 145, then select two pulleys\* that match closely the required speed ratio from step 4).

\*Note : the use of small pulleys can overload motor bearings. It is preferable to use larger driving pulleys if possible.

Most applications will allow for a driven speed tolerance of  $\pm 2\%$ .

### 10) Correction factor for belt length

Refer to table 5 on page 147 and note the correction factor for the length of belt chosen in step 6).

### 11) Correction factor for angle of contact on the small pulley

Refer to table 6 on page 147 and calculate the value for  $\frac{D-d}{C}$

From the value, choose the nearest correction factor.

### 6) Belt length

Calculate the required pitch length of belt required from the following formula :-

$$L = 2.C + \frac{(D-d)^2}{4.C} + 1.57.(D + d)$$

Where L = pitch length of belt  
C = centre distance required in mm  
d = small pulley pitch diameter in mm  
D = large pulley pitch diameter in mm

From the list of belts (pages 137, 138), choose a belt nearest to the calculated value.

When a centre distance value is not specified, choose one equal to or exceeding the sum of the pulley diameters.

### 12) Corrected power per belt (kW)

Add the power addition for speed ratio (step 9) to the power per belt (step 8).

Multiply the result by the correction factors for belt length (step 10) and angle of contact (step 11) to obtain the corrected power per belt.

### 13) number of belts required

Divide the design power (step 2) by the corrected power per belt (step 12) to obtain the number of belts required for the drive.

### 14) Shaft dimensions

From the pulley dimension tables, (pages 161 to 173), check that the chosen pulleys will fit the shafts.

### 7) Centre distance

To obtain the approximate actual centre distance, divide the difference between the chosen belt and the belt length required from step 6) by 2.

If the chosen belt is longer, add the value to the required centre distance or if it is shorter, deduct the value from the required centre distance.

This simple method is usually accurate to within 2 millimetres.

## ง2) ค่า Safety factor

## Belts Drives



## Selection Data

Table 1 - Service Factors

| Type of driven machine                                                                                                                                                                                                                                        | Type of prime mover                                                                                                                                                                          |         |         |                |         |         |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------|---------|----------------|---------|---------|
|                                                                                                                                                                                                                                                               | 'soft' starts                                                                                                                                                                                |         |         | 'heavy' starts |         |         |
|                                                                                                                                                                                                                                                               | <i>ac electric motors:</i><br>star-delta<br><i>dc motors:</i> shunt wound<br>engines with 4 or more<br>cylinders<br>all prime movers with<br>mechanical or electronic soft<br>start devices. |         |         |                |         |         |
|                                                                                                                                                                                                                                                               | number of hours per day running                                                                                                                                                              |         |         |                |         |         |
|                                                                                                                                                                                                                                                               | under 10                                                                                                                                                                                     | 10 - 16 | over 16 | under 10       | 10 - 16 | over 16 |
| <b>Uniform load:</b><br>light duty agitators, belt conveyors for sand etc., fans upto 7.5 kW, centrifugal compressors and pumps,                                                                                                                              | 1.0                                                                                                                                                                                          | 1.1     | 1.2     | 1.1            | 1.2     | 1.3     |
| <b>Moderate load:</b><br>variable density agitators, belt conveyors (non-uniform loads), fans over 7.5 kW, other rotary compressors and pumps, generators, machine tools, printing machinery, laundry machinery, rotary screens, rotary woodworking machinery | 1.1                                                                                                                                                                                          | 1.2     | 1.3     | 1.2            | 1.3     | 1.4     |
| <b>Heavy load:</b><br>reciprocating compressors and pumps, positive displacement blowers, heavy duty conveyors such as screw, bucket etc., hammer mills, pulverisers, presses, shears, punches, rubber machinery                                              | 1.2                                                                                                                                                                                          | 1.3     | 1.4     | 1.4            | 1.5     | 1.6     |
| <b>Severe load:</b><br>crushers – gyratory, jaw, roll etc., rolling mills, calenders, quarry machinery, vibrating screens                                                                                                                                     | 1.3                                                                                                                                                                                          | 1.4     | 1.5     | 1.5            | 1.6     | 1.8     |

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

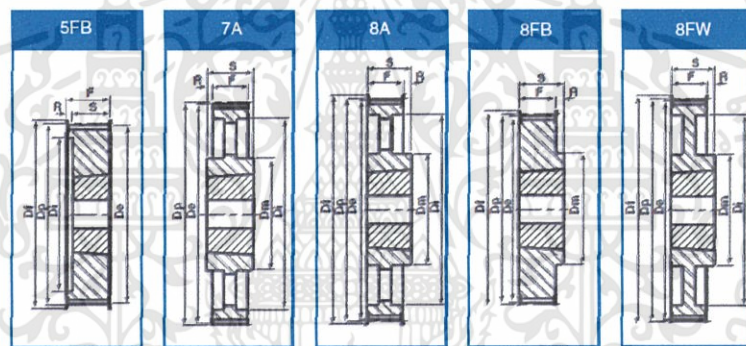
## จ3)ขนาดล้อสายพาน

**CHALLENGE**

Synchronous Pulleys

**HTD® Taper Bore****5mm Pitch 5M-15 (15mm Wide Belt)**

| Product Description | Number of Teeth | Type | Bush Size | Material | Dp     | De     | Df     | Dm  | Di  | F    | S  | R    | Mass kg |
|---------------------|-----------------|------|-----------|----------|--------|--------|--------|-----|-----|------|----|------|---------|
| 34-5M-15            | 34              | 8FB  | 1008      | S        | 54.11  | 52.97  | 57.00  | 43  | -   | 20.5 | 22 | 1.50 | 0.19    |
| 36-5M-15            | 36              | 8FB  | 1108      | S        | 57.30  | 56.16  | 60.00  | 44  | -   | 20.5 | 22 | 1.50 | 0.20    |
| 38-5M-15            | 38              | 8FB  | 1108      | S        | 60.48  | 59.34  | 66.00  | 48  | -   | 20.5 | 22 | 1.50 | 0.25    |
| 40-5M-15            | 40              | 8FB  | 1108      | S        | 63.66  | 62.52  | 71.00  | 52  | -   | 20.5 | 22 | 1.50 | 0.31    |
| 44-5M-15            | 44              | 8FB  | 1108      | S        | 70.03  | 68.89  | 75.00  | 54  | -   | 20.5 | 22 | 1.50 | 0.40    |
| 48-5M-15            | 48              | 8FB  | 1210      | S        | 78.39  | 75.25  | 83.00  | 64  | -   | 20.5 | 25 | 4.50 | 0.45    |
| 56-5M-15            | 56              | 8FB  | 1210      | S        | 89.13  | 87.99  | 93.00  | 70  | -   | 20.5 | 25 | 4.50 | 0.67    |
| 64-5M-15            | 64              | 8FB  | 1210      | CI       | 101.06 | 100.72 | 100.00 | 70  | -   | 20.5 | 25 | 4.50 | 0.90    |
| 72-5M-15            | 72              | 8FB  | 1610      | CI       | 114.59 | 113.45 | 119.00 | 90  | -   | 20.5 | 25 | 4.50 | 1.19    |
| 80-5M-15            | 80              | 8FB  | 1610      | CI       | 127.32 | 126.18 | 135.00 | 92  | -   | 20.5 | 25 | 4.50 | 1.57    |
| 90-5M-15            | 90              | 7A   | 1610      | CI       | 143.24 | 142.10 | -      | 92  | 128 | 20.5 | 25 | 2.30 | 1.47    |
| 112-5M-15           | 112             | 7A   | 1610      | CI       | 178.25 | 177.11 | -      | 92  | 162 | 20.5 | 25 | 2.30 | 1.94    |
| 136-5M-15           | 136             | 7A   | 2012      | CI       | 216.45 | 215.31 | -      | 106 | 199 | 20.5 | 32 | 5.80 | 3.06    |
| 150-5M-15           | 150             | 7A   | 2012      | CI       | 238.73 | 237.59 | -      | 106 | 222 | 20.5 | 32 | 5.80 | 3.90    |



Material; S = Steel, CI = Cast Iron

**8mm Pitch 8M-20 (20mm Wide Belt)**

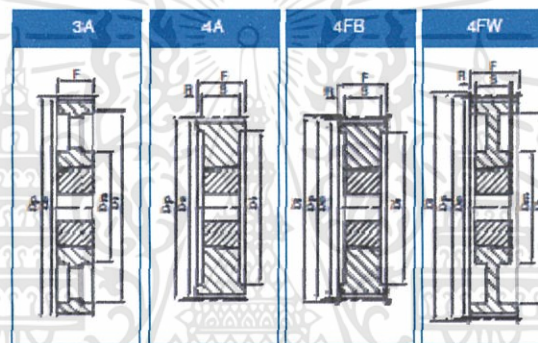
| Product Description | Number of Teeth | Type | Bush Size | Material | Dp     | De     | Df     | Dm  | Di  | F  | S  | R    | Mass kg |
|---------------------|-----------------|------|-----------|----------|--------|--------|--------|-----|-----|----|----|------|---------|
| 22-8M-20            | 22              | 5FB  | 1008      | S        | 56.02  | 54.65  | 60.00  | -   | 41  | 28 | 22 | 6.00 | 0.24    |
| 24-8M-20            | 24              | 5FB  | 1108      | S        | 61.12  | 59.75  | 66.00  | -   | 42  | 28 | 22 | 6.00 | 0.30    |
| 26-8M-20            | 26              | 5FB  | 1108      | S        | 66.21  | 64.84  | 71.00  | -   | 46  | 28 | 22 | 6.00 | 0.36    |
| 28-8M-20            | 28              | 5FB  | 1108      | S        | 71.30  | 70.08  | 75.00  | -   | 50  | 28 | 22 | 6.00 | 0.44    |
| 30-8M-20            | 30              | 5FB  | 1108      | S        | 76.39  | 75.13  | 83.00  | -   | 58  | 28 | 22 | 6.00 | 0.53    |
| 32-8M-20            | 32              | 5FB  | 1610      | S        | 81.49  | 80.16  | 87.00  | -   | 62  | 28 | 25 | 3.00 | 0.42    |
| 34-8M-20            | 34              | 5FB  | 1610      | S        | 86.58  | 85.22  | 91.00  | -   | 65  | 28 | 25 | 3.00 | 0.55    |
| 36-8M-20            | 36              | 5FB  | 1610      | S        | 91.67  | 90.30  | 98.50  | -   | 68  | 28 | 25 | 3.00 | 0.68    |
| 38-8M-20            | 38              | 5FB  | 1610      | S        | 96.77  | 95.39  | 103.00 | -   | 72  | 28 | 25 | 3.00 | 0.80    |
| 40-8M-20            | 40              | 5FB  | 1610      | CI       | 101.86 | 100.49 | 106.00 | -   | 76  | 28 | 25 | 3.00 | 1.00    |
| 44-8M-20            | 44              | 8FB  | 2012      | CI       | 112.05 | 110.67 | 119.00 | 93  | -   | 28 | 32 | 4.00 | 1.20    |
| 48-8M-20            | 48              | 8FB  | 2012      | CI       | 122.23 | 120.86 | 127.00 | 96  | -   | 28 | 32 | 4.00 | 1.60    |
| 56-8M-20            | 56              | 8FB  | 2012      | CI       | 142.60 | 141.23 | 148.00 | 110 | -   | 28 | 32 | 4.00 | 2.40    |
| 64-8M-20            | 64              | 8FW  | 2012      | CI       | 162.97 | 161.60 | 168.00 | 110 | 137 | 28 | 32 | 4.00 | 2.70    |
| 72-8M-20            | 72              | 8FW  | 2012      | CI       | 183.35 | 181.97 | 192.00 | 110 | 158 | 28 | 32 | 4.00 | 3.30    |
| 80-8M-20            | 80              | 8FW  | 2012      | CI       | 203.72 | 202.35 | -      | 110 | 180 | 28 | 32 | 4.00 | 3.50    |
| 90-8M-20            | 90              | 8A   | 2012      | CI       | 229.18 | 227.81 | -      | 110 | 204 | 28 | 32 | 4.00 | 3.85    |
| 112-8M-20           | 112             | 8A   | 2517      | CI       | 285.21 | 283.83 | -      | 125 | 260 | 28 | 45 | 7.00 | 6.20    |
| 144-8M-20           | 144             | 8A   | 2517      | CI       | 366.69 | 365.32 | -      | 125 | 341 | 28 | 45 | 7.00 | 9.00    |
| 168-8M-20           | 168             | 7A   | 3525      | CI       | 427.81 | 426.44 | -      | 190 | 402 | 28 | 65 | 2.50 | 16.40   |
| 192-8M-20           | 192             | 7A   | 3525      | CI       | 488.92 | 487.55 | -      | 190 | 460 | 28 | 65 | 2.50 | 21.80   |

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

# HTD® Taper Bore

## 8mm Pitch 8M-85 (85mm Wide Belt)

| Product Description | Number of Teeth | Type | Bush Size | Material | Dp     | De     | Df     | Dm  | Di  | F  | S  | R     | Mass kg |
|---------------------|-----------------|------|-----------|----------|--------|--------|--------|-----|-----|----|----|-------|---------|
| 34-8M-85            | 34              | 4FB  | 1615      | S        | 86.58  | 85.22  | 91.00  | -   | 65  | 95 | 38 | 28.50 | 1.43    |
| 36-8M-85            | 36              | 4FB  | 1615      | S        | 91.67  | 90.30  | 98.50  | -   | 68  | 95 | 38 | 28.50 | 1.87    |
| 38-8M-85            | 38              | 4FB  | 1615      | S        | 96.77  | 95.39  | 103.00 | -   | 72  | 95 | 38 | 28.50 | 2.20    |
| 40-8M-85            | 40              | 4FB  | 2012      | CI       | 101.86 | 100.49 | 106.00 | -   | 82  | 95 | 32 | 31.50 | 1.80    |
| 44-8M-85            | 44              | 4FB  | 2012      | CI       | 112.05 | 110.67 | 119.00 | -   | 91  | 95 | 32 | 31.50 | 2.30    |
| 48-8M-85            | 48              | 4FB  | 2517      | CI       | 122.23 | 120.86 | 127.00 | -   | 100 | 95 | 45 | 25.00 | 2.66    |
| 56-8M-85            | 56              | 4FB  | 2517      | CI       | 142.60 | 141.23 | 148.00 | -   | 117 | 95 | 45 | 25.00 | 4.45    |
| 64-8M-85            | 64              | 4FB  | 2517      | CI       | 162.97 | 161.60 | 168.00 | -   | 137 | 95 | 45 | 25.00 | 6.20    |
| 72-8M-85            | 72              | 4FB  | 3020      | CI       | 183.35 | 181.97 | 192.00 | -   | 158 | 95 | 51 | 22.00 | 8.00    |
| 80-8M-85            | 80              | 4A   | 3020      | CI       | 203.72 | 202.35 | -      | -   | 180 | 95 | 51 | 22.00 | 10.00   |
| 90-8M-85            | 90              | 9B   | 3020      | CI       | 229.18 | 227.81 | -      | 170 | 204 | 95 | 51 | 22.00 | 10.80   |
| 112-8M-85           | 112             | 9B   | 3020      | CI       | 285.21 | 283.83 | -      | 170 | 280 | 95 | 51 | 22.00 | 15.00   |
| 144-8M-85           | 144             | 9A   | 3525      | CI       | 366.69 | 365.32 | -      | 190 | 341 | 95 | 65 | 15.00 | 20.00   |
| 168-8M-85           | 168             | 9A   | 3525      | CI       | 427.81 | 426.44 | -      | 190 | 402 | 95 | 65 | 15.00 | 23.00   |
| 192-8M-85           | 192             | 9A   | 3525      | CI       | 488.92 | 487.55 | -      | 190 | 460 | 95 | 65 | 15.00 | 28.50   |



Material: S - Steel, CI - Cast Iron

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ง4)ความยาวสายพาน

Synchronous Belts

CHALLENGE®

## Curved Tooth Timing Belts

### Curved Tooth, 8mm Pitch

| Part Number | Width            |                  |                  |                  | Number of Teeth |
|-------------|------------------|------------------|------------------|------------------|-----------------|
|             | 20mm Part Number | 30mm Part Number | 50mm Part Number | 85mm Part Number |                 |
| 480-8M-20   | 480-8M-30        | 480-8M-50        | 480-8M-85        | 60               |                 |
| 536-8M-20   | 536-8M-30        | 536-8M-50        | 536-8M-85        | 67               |                 |
| 544-8M-20   | 544-8M-30        | 544-8M-50        | 544-8M-85        | 68               |                 |
| 560-8M-20   | 560-8M-30        | 560-8M-50        | 560-8M-85        | 70               |                 |
| 600-8M-20   | 600-8M-30        | 600-8M-50        | 600-8M-85        | 75               |                 |
| 608-8M-20   | 608-8M-30        | 608-8M-50        | 608-8M-85        | 76               |                 |
| 632-8M-20   | 632-8M-30        | 632-8M-50        | 632-8M-85        | 79               |                 |
| 640-8M-20   | 640-8M-30        | 640-8M-50        | 640-8M-85        | 80               |                 |
| 680-8M-20   | 680-8M-30        | 680-8M-50        | 680-8M-85        | 85               |                 |
| 720-8M-20   | 720-8M-30        | 720-8M-50        | 720-8M-85        | 90               |                 |
| 800-8M-20   | 800-8M-30        | 800-8M-50        | 800-8M-85        | 100              |                 |
| 840-8M-20   | 840-8M-30        | 840-8M-50        | 840-8M-85        | 105              |                 |
| 880-8M-20   | 880-8M-30        | 880-8M-50        | 880-8M-85        | 110              |                 |
| 896-8M-20   | 896-8M-30        | 896-8M-50        | 896-8M-85        | 112              |                 |
| 920-8M-20   | 920-8M-30        | 920-8M-50        | 920-8M-85        | 115              |                 |
| 960-8M-20   | 960-8M-30        | 960-8M-50        | 960-8M-85        | 120              |                 |
| 1000-8M-20  | 1000-8M-30       | 1000-8M-50       | 1000-8M-85       | 125              |                 |
| 1040-8M-20  | 1040-8M-30       | 1040-8M-50       | 1040-8M-85       | 130              |                 |
| 1080-8M-20  | 1080-8M-30       | 1080-8M-50       | 1080-8M-85       | 135              |                 |
| 1120-8M-20  | 1120-8M-30       | 1120-8M-50       | 1120-8M-85       | 140              |                 |
| 1200-8M-20  | 1200-8M-30       | 1200-8M-50       | 1200-8M-85       | 150              |                 |
| 1224-8M-20  | 1224-8M-30       | 1224-8M-50       | 1224-8M-85       | 153              |                 |
| 1280-8M-20  | 1280-8M-30       | 1280-8M-50       | 1280-8M-85       | 160              |                 |
| 1352-8M-20  | 1352-8M-30       | 1352-8M-50       | 1352-8M-85       | 169              |                 |
| 1440-8M-20  | 1440-8M-30       | 1440-8M-50       | 1440-8M-85       | 180              |                 |
| 1464-8M-20  | 1464-8M-30       | 1464-8M-50       | 1464-8M-85       | 183              |                 |
| 1600-8M-20  | 1600-8M-30       | 1600-8M-50       | 1600-8M-85       | 200              |                 |
| 1760-8M-20  | 1760-8M-30       | 1760-8M-50       | 1760-8M-85       | 220              |                 |
| 1800-8M-20  | 1800-8M-30       | 1800-8M-50       | 1800-8M-85       | 225              |                 |
| 2000-8M-20  | 2000-8M-30       | 2000-8M-50       | 2000-8M-85       | 250              |                 |
| 2200-8M-20  | 2200-8M-30       | 2200-8M-50       | 2200-8M-85       | 275              |                 |
| 2400-8M-20  | 2400-8M-30       | 2400-8M-50       | 2400-8M-85       | 300              |                 |
| 2520-8M-20  | 2520-8M-30       | 2520-8M-50       | 2520-8M-85       | 315              |                 |
| 2600-8M-20  | 2600-8M-30       | 2600-8M-50       | 2600-8M-85       | 325              |                 |
| 2800-8M-20  | 2800-8M-30       | 2800-8M-50       | 2800-8M-85       | 350              |                 |

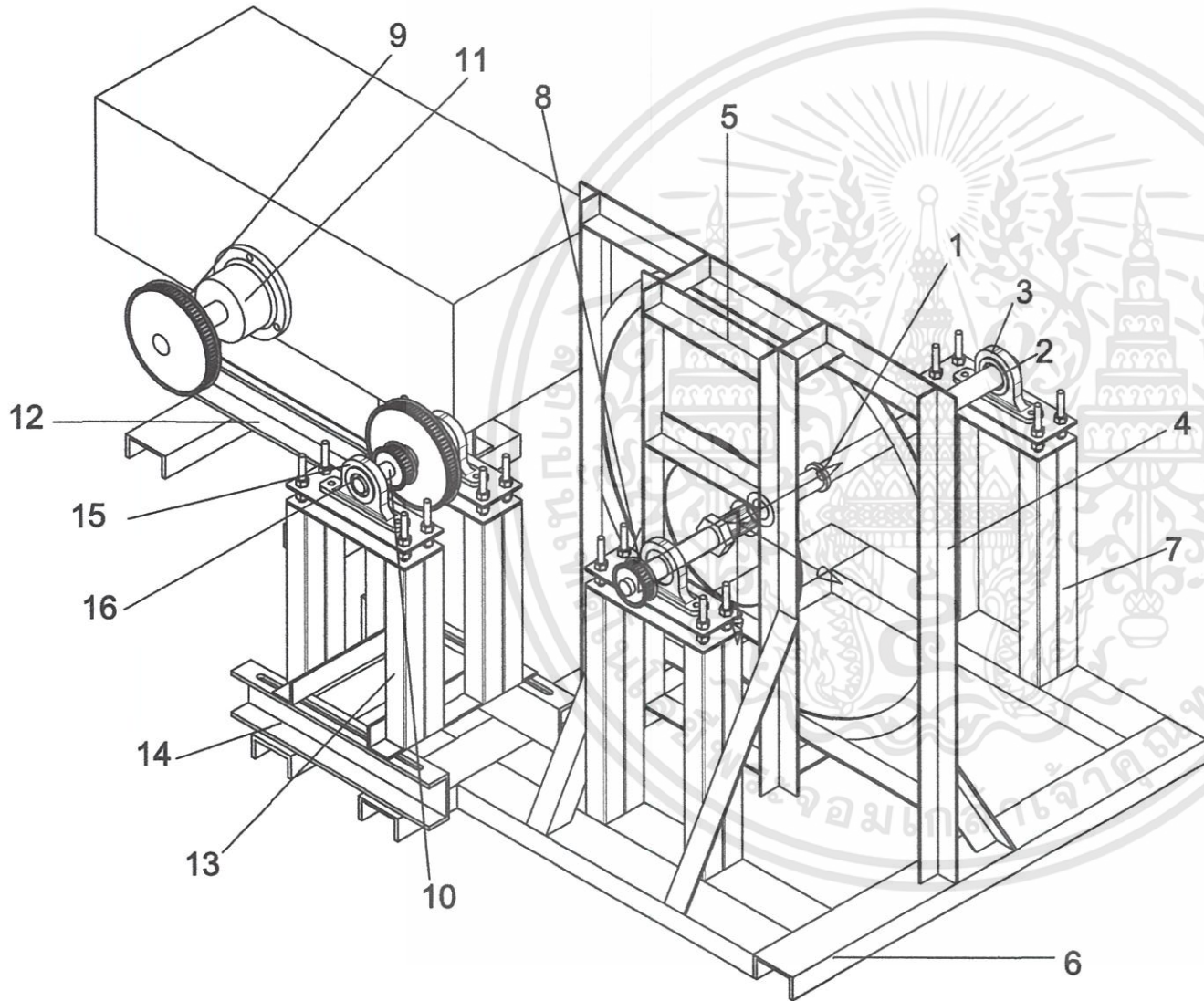
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก จ.

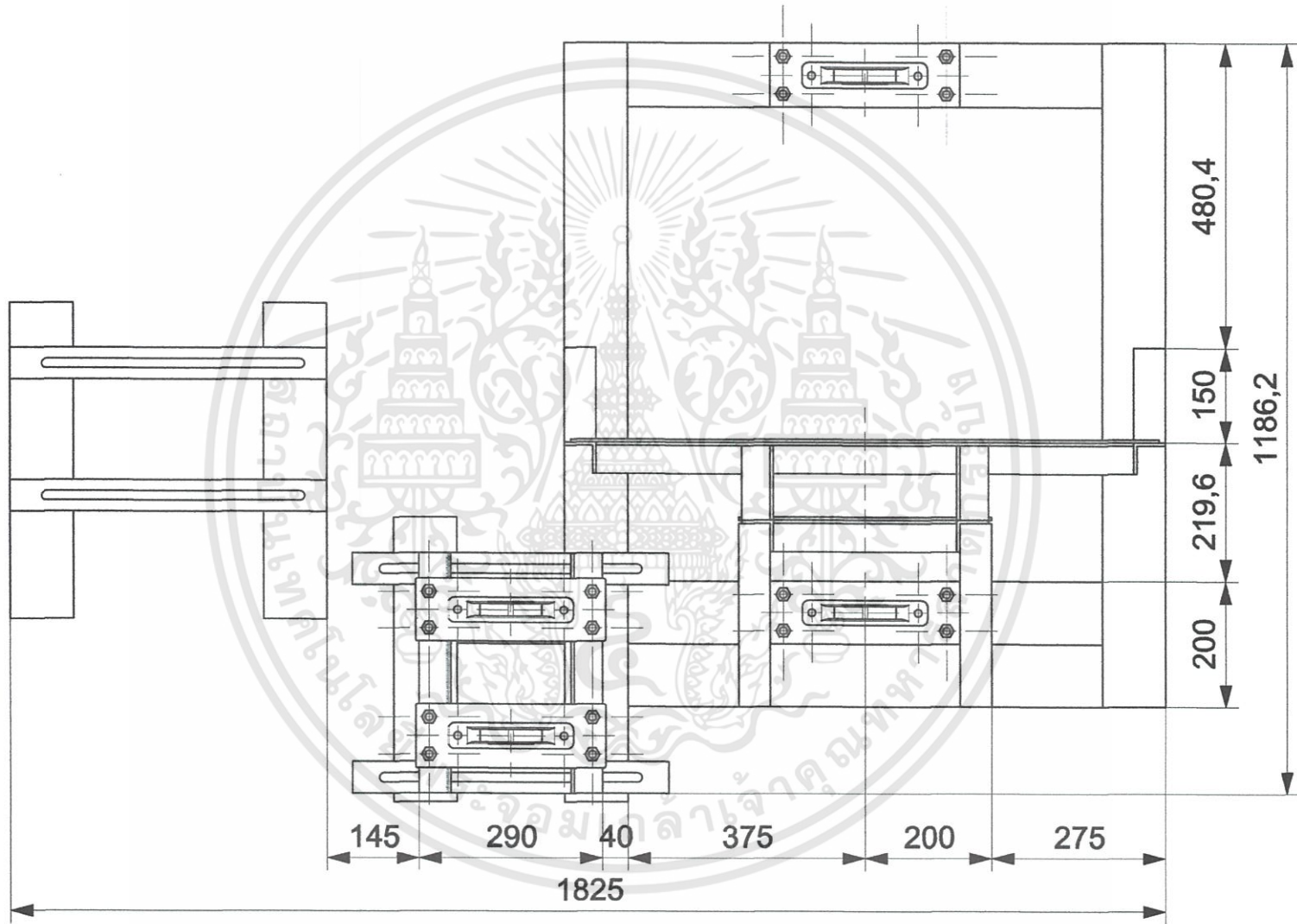
แบบโครงสร้างแยกชิ้นส่วน



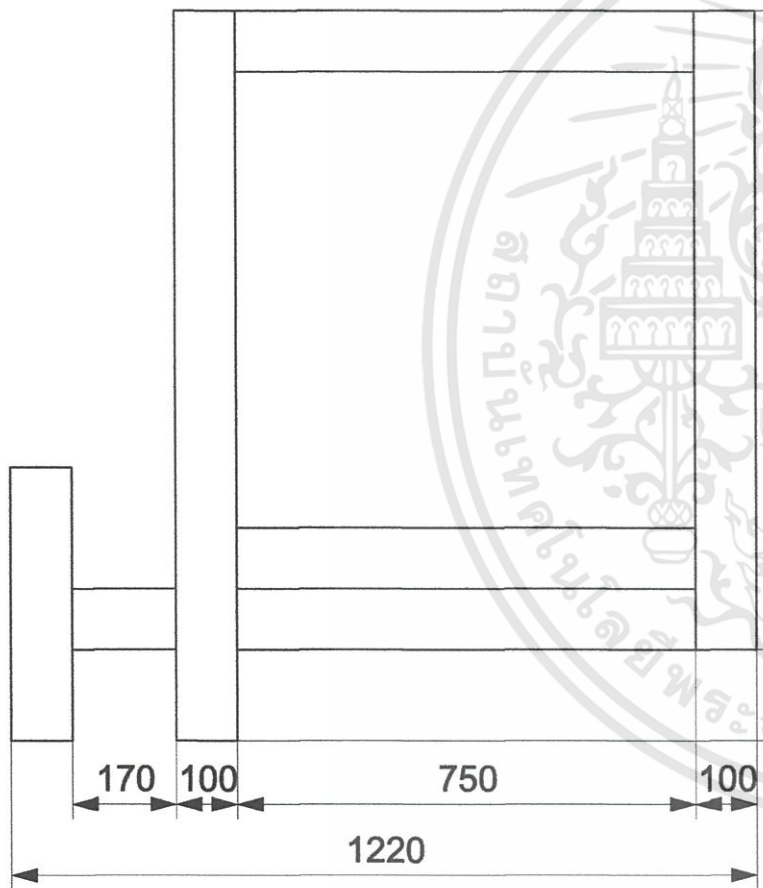
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



| PC NO | PART NAME                 | QTY |
|-------|---------------------------|-----|
| 1     | COMPRESSOR_STAGE1         | 1   |
| 2     | BEARING_HOUSING           | 2   |
| 3     | BEARING                   | 2   |
| 4     | REAR_FIX                  | 1   |
| 5     | FRONT_FIX                 | 1   |
| 6     | STUCTURE_BASE             | 1   |
| 7     | SHAFT_ADJUSTMENT          | 2   |
| 8     | PULLEY_30_8M_20           | 2   |
| 9     | PULLEY_80_8M_20           | 2   |
| 10    | SHAFT_PULLEY              | 1   |
| 11    | FLYWHEEL_EXTENSION_ENGINE | 1   |
| 12    | BASE_ENGINE               | 1   |
| 13    | SHAFT_ADJUSTMENT_PULLEY   | 2   |
| 14    | BASE_PULLEY               | 1   |
| 15    | BEARING_HOUSING_D62MM     | 2   |
| 16    | BEARING_D62MM             | 2   |



|           |          |
|-----------|----------|
| PART NAME | All part |
| QUANTITY  | 1        |
| UNIT      | mm       |
|           |          |



1050

1200

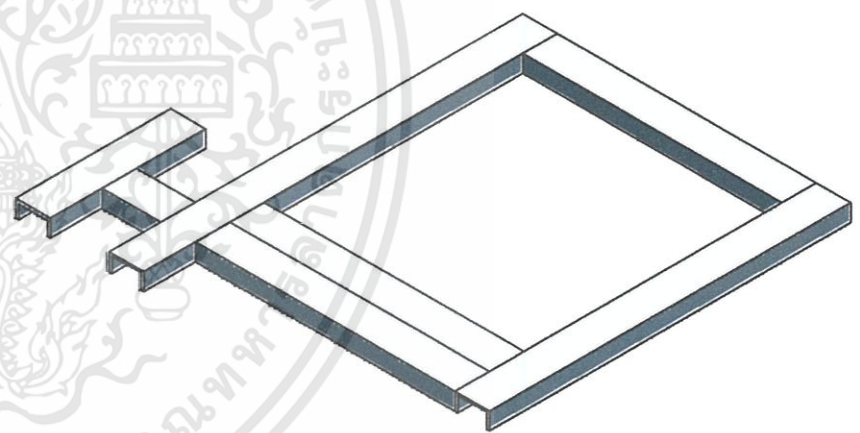
170

100

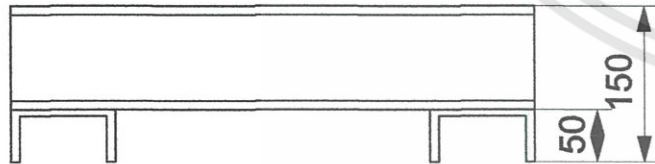
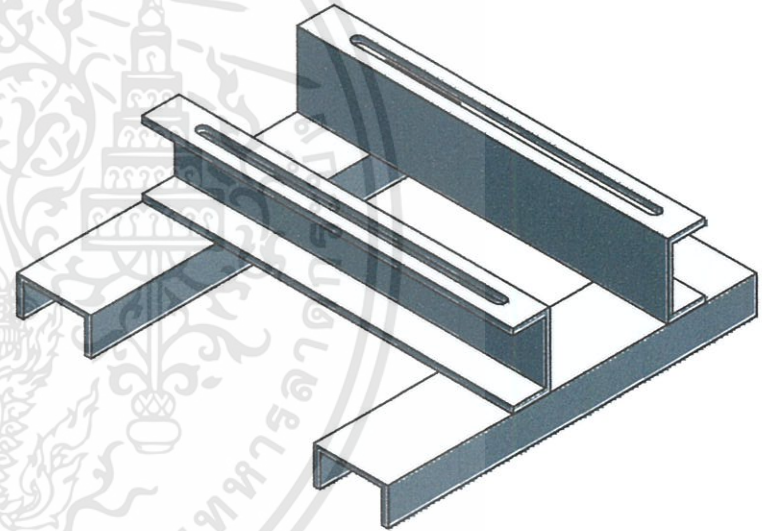
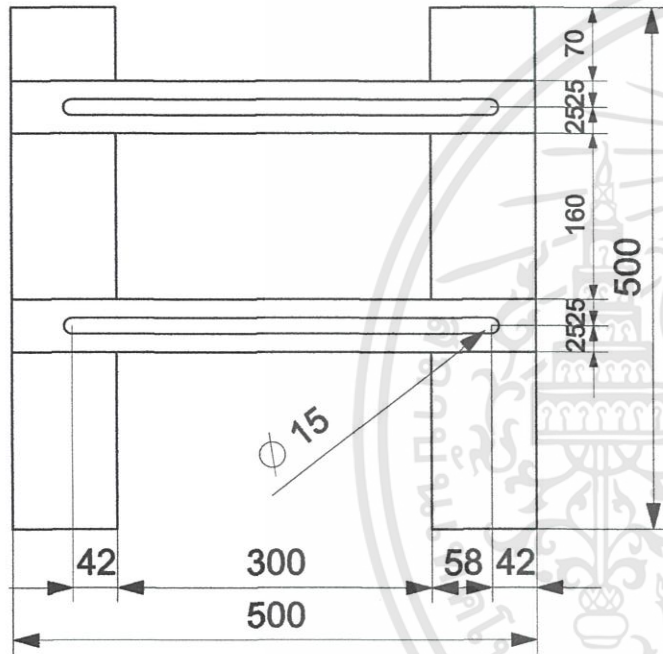
750

100

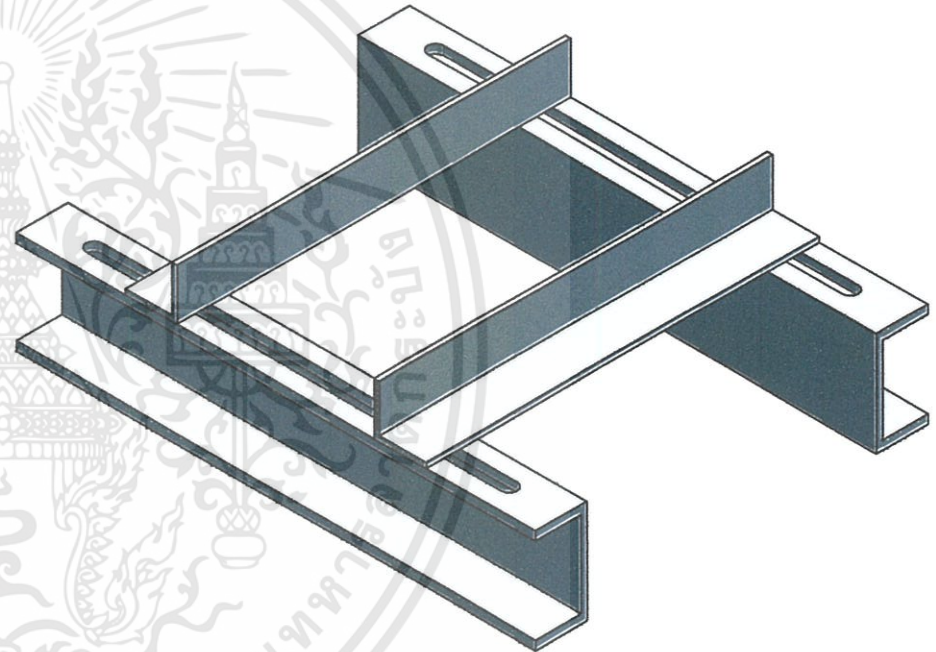
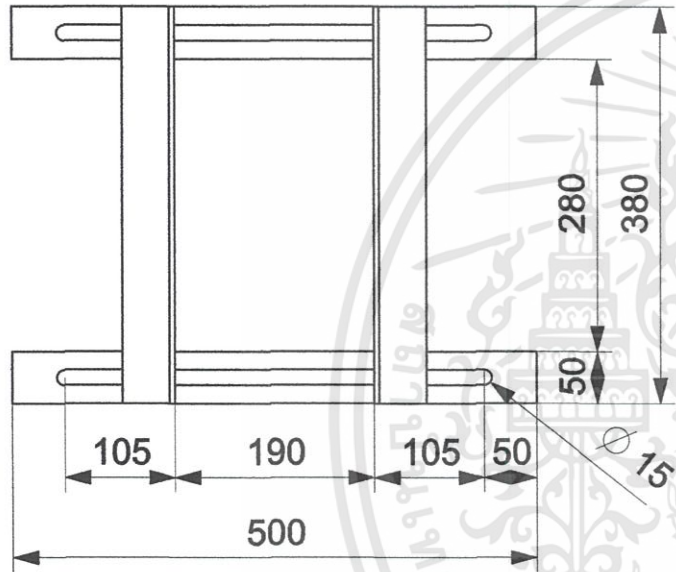
1220



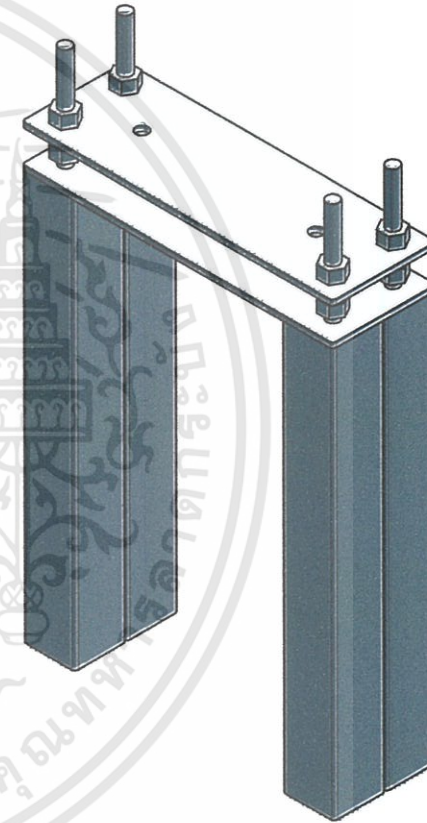
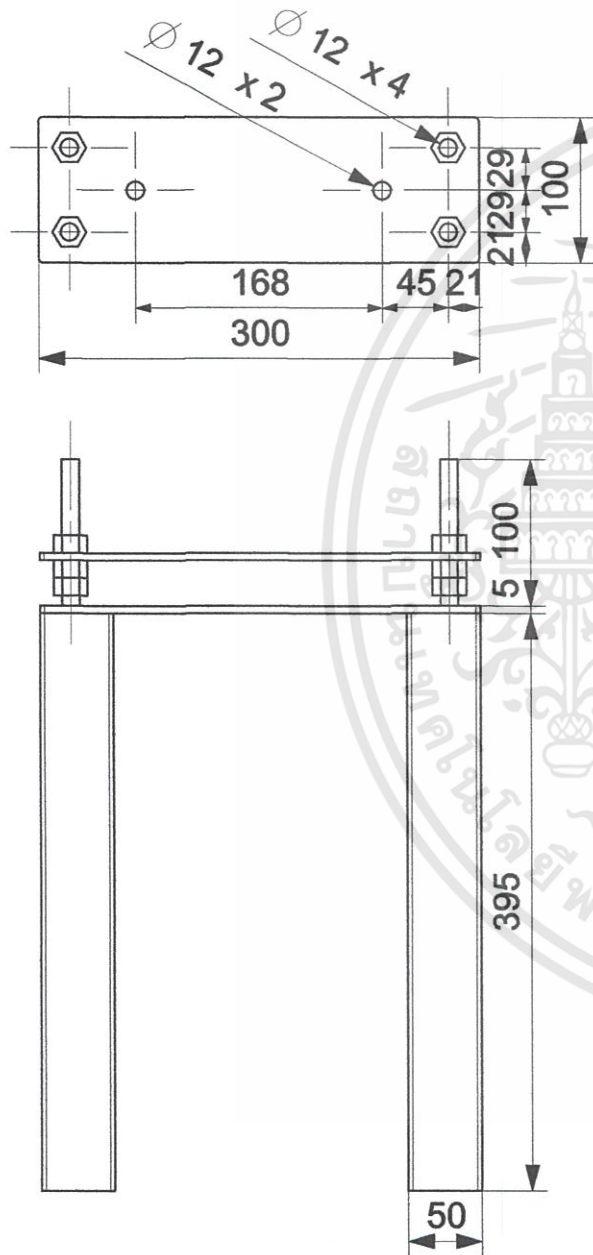
|           |               |
|-----------|---------------|
| PART NAME | Stucture_base |
| QUANTITY  | 1             |
| UNIT      | mm            |



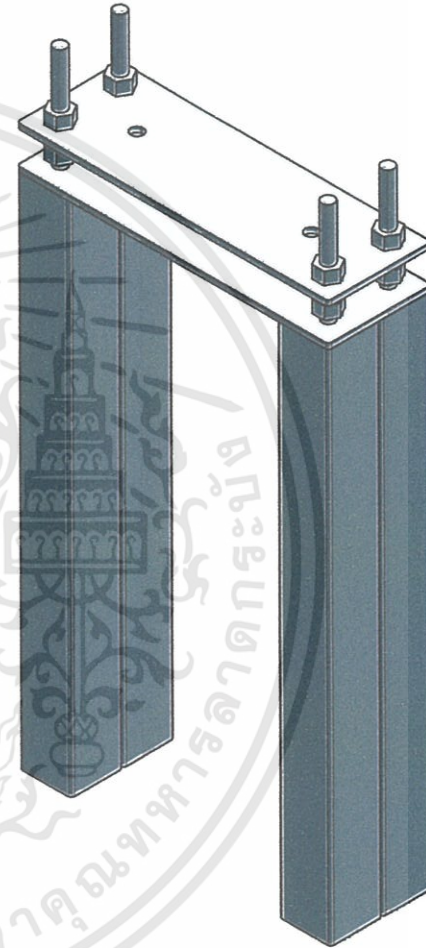
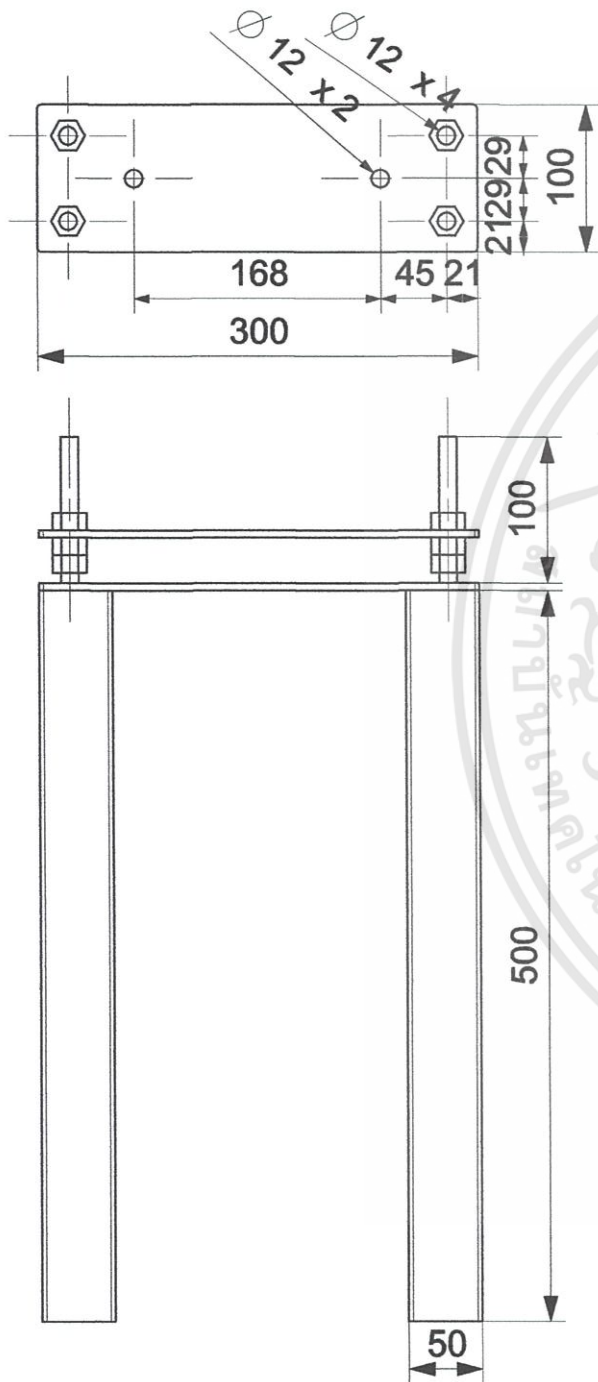
|           |             |
|-----------|-------------|
| PART NAME | Engine_base |
| QUANTITY  | 1           |
| UNIT      | mm          |



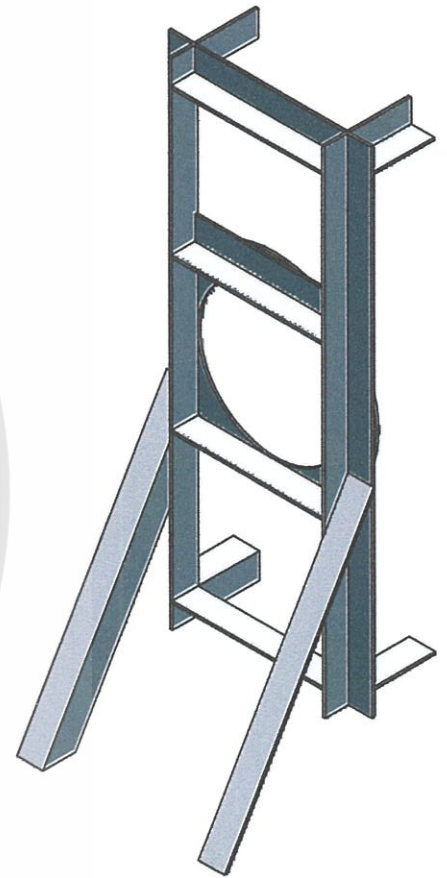
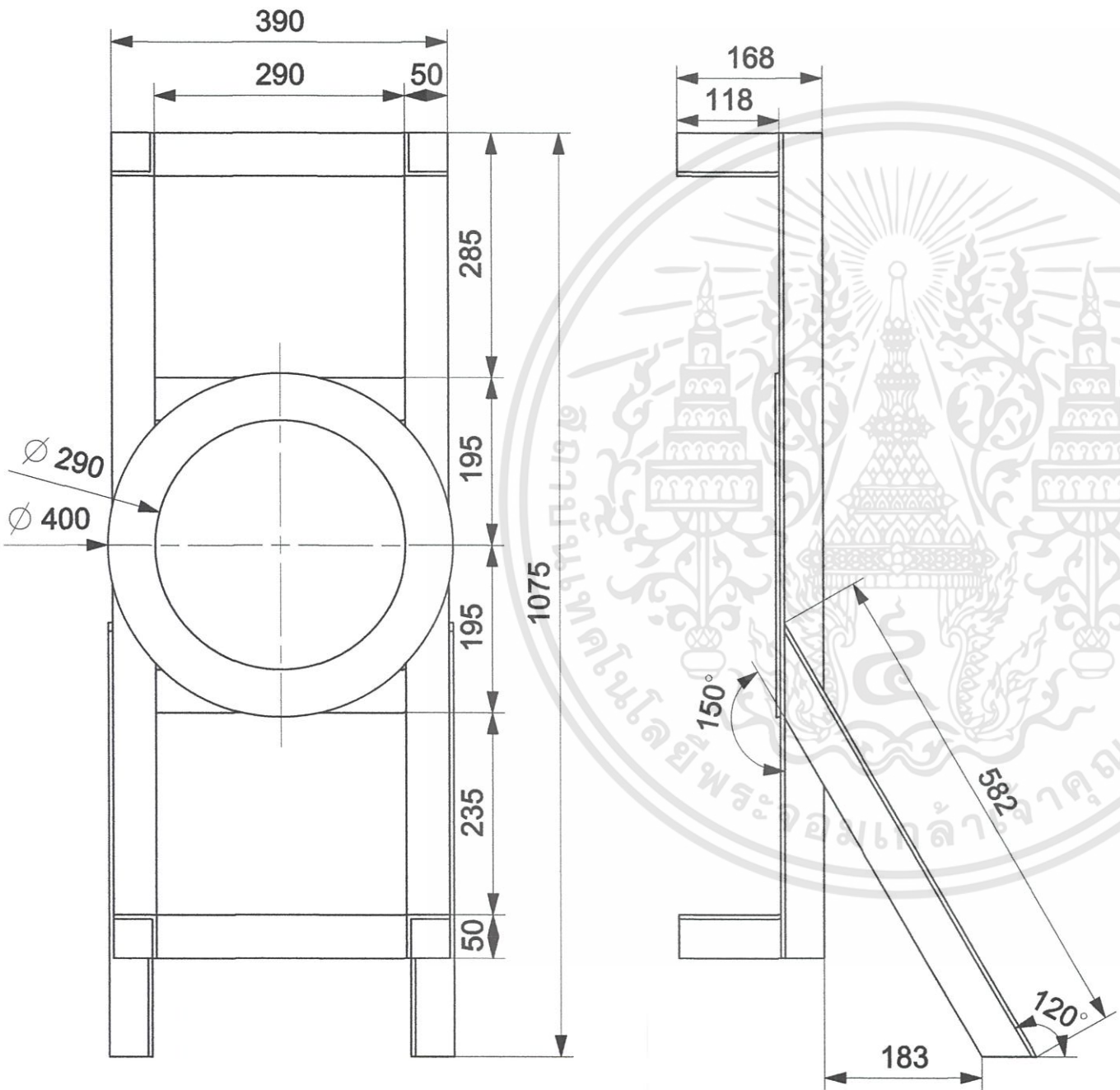
|           |             |
|-----------|-------------|
| PART NAME | Pulley_base |
| QUANTITY  | 1           |
| UNIT      | mm          |



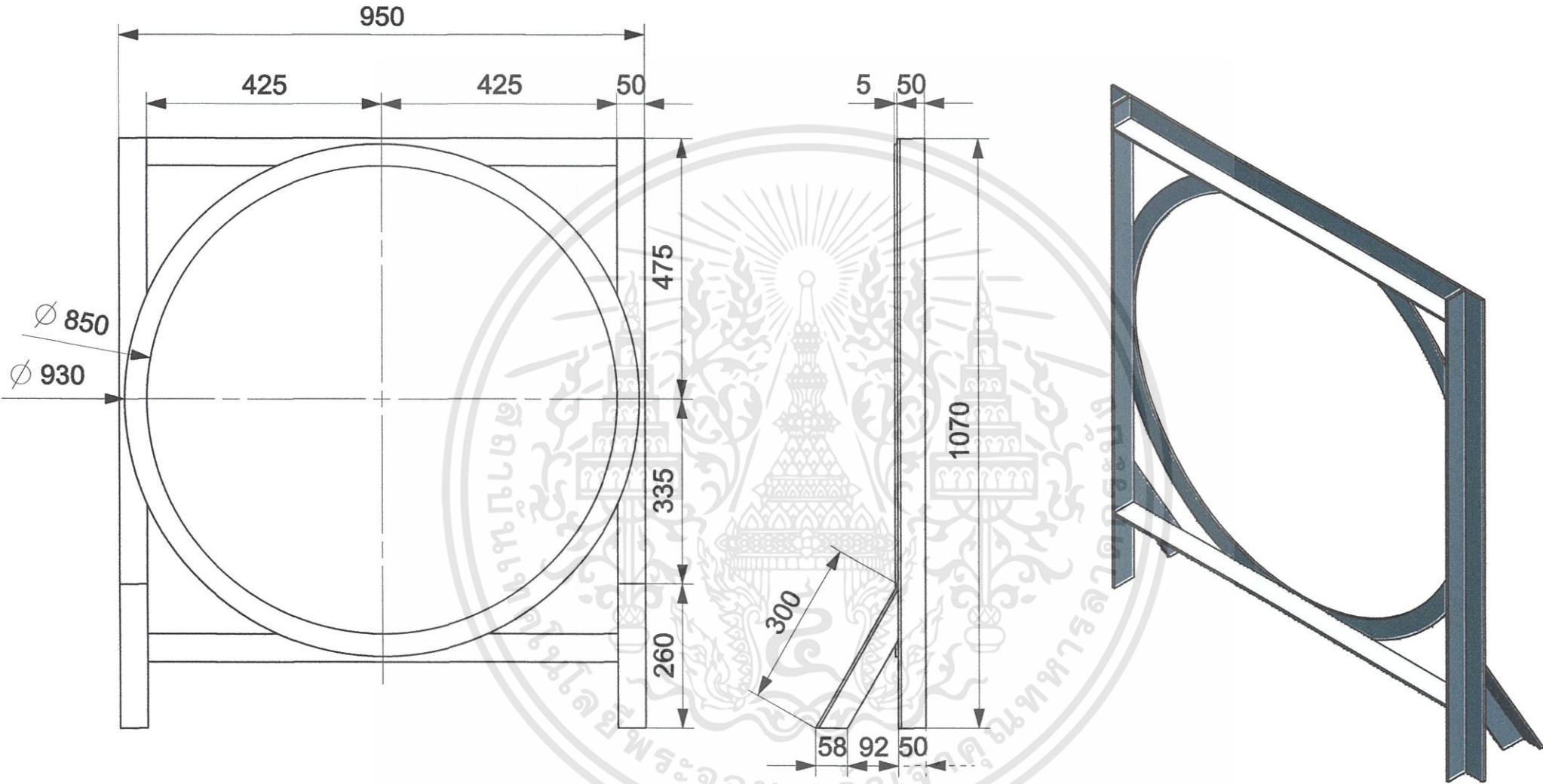
|           |                     |
|-----------|---------------------|
| PART NAME | Shaft_Adjust_pulley |
| QUANTITY  | 2                   |
| UNIT      | mm                  |



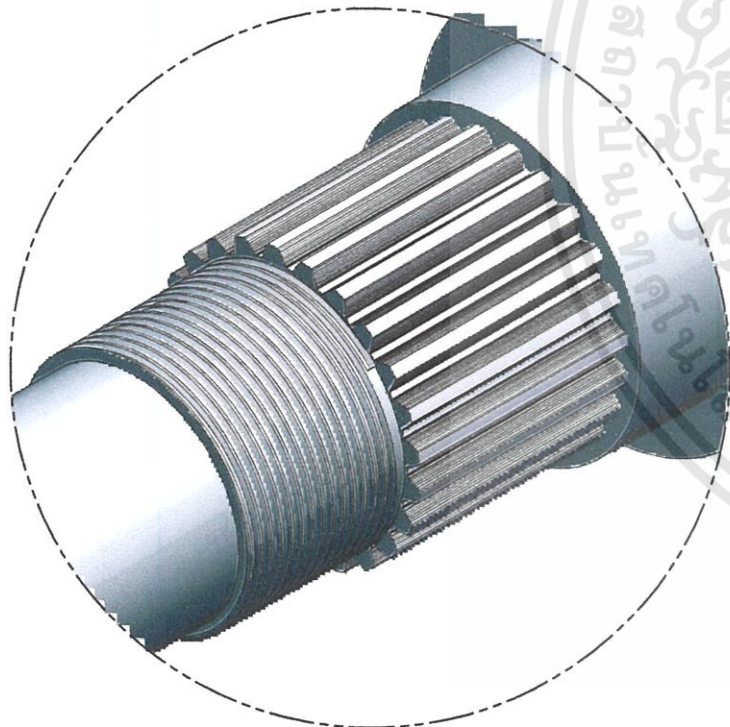
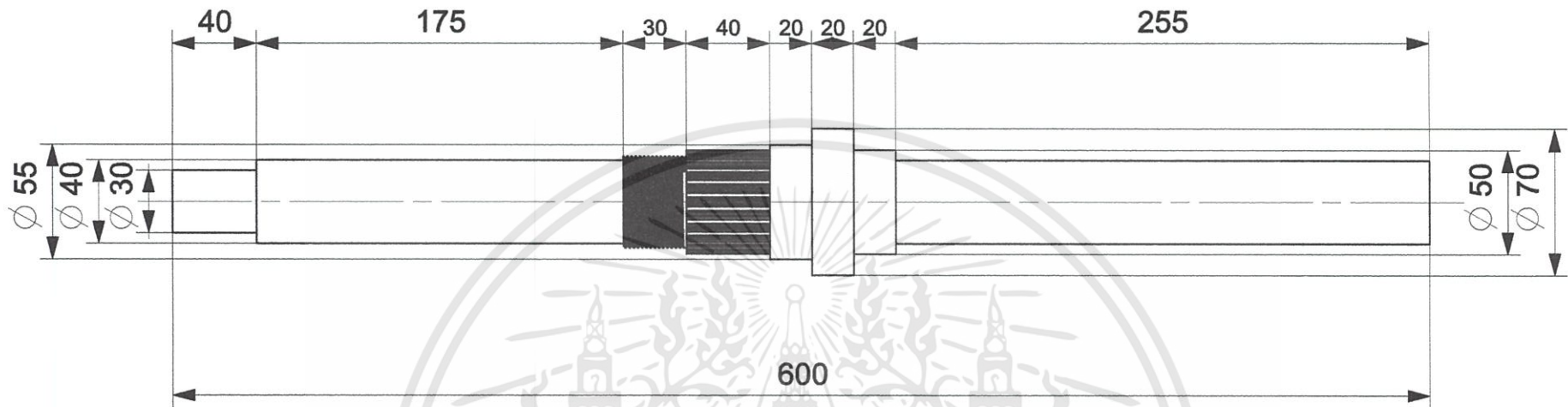
|           |                  |
|-----------|------------------|
| PART NAME | Shaft_Adjustment |
| QUANTITY  | 2                |
| UNIT      | mm               |



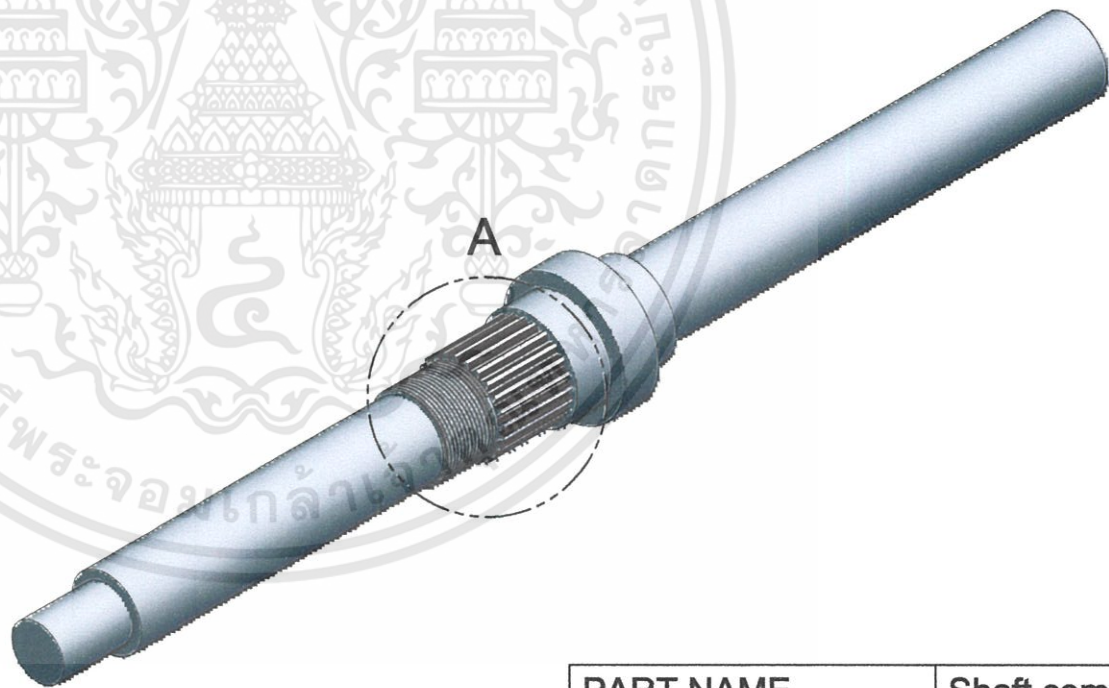
|           |           |
|-----------|-----------|
| PART NAME | Front_Flx |
| QUANTITY  | 1         |
| UNIT      | mm        |



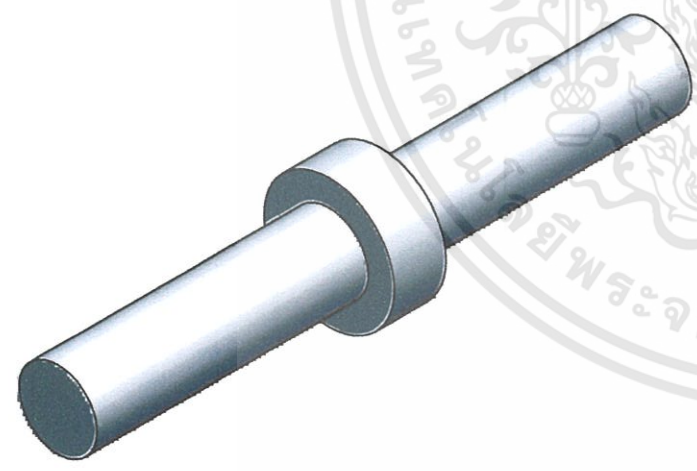
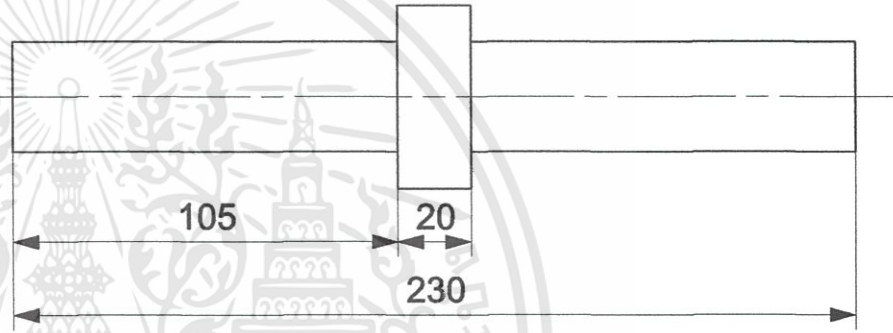
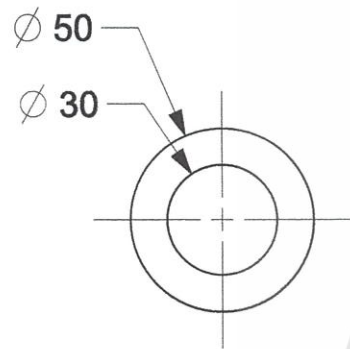
|           |          |
|-----------|----------|
| PART NAME | Rear_Fix |
| QUANTITY  | 1        |
| UNIT      | mm       |



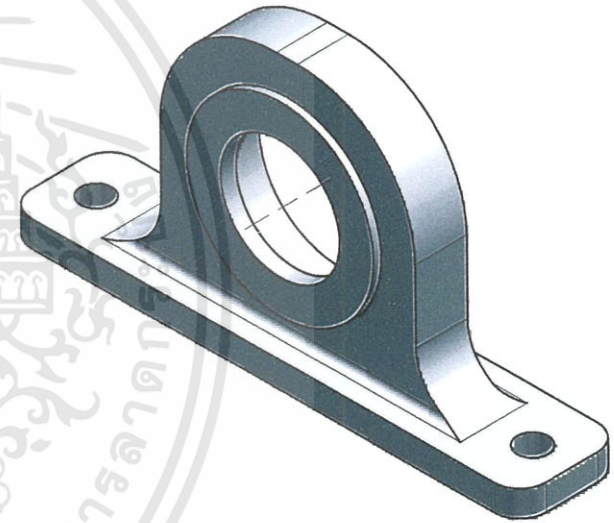
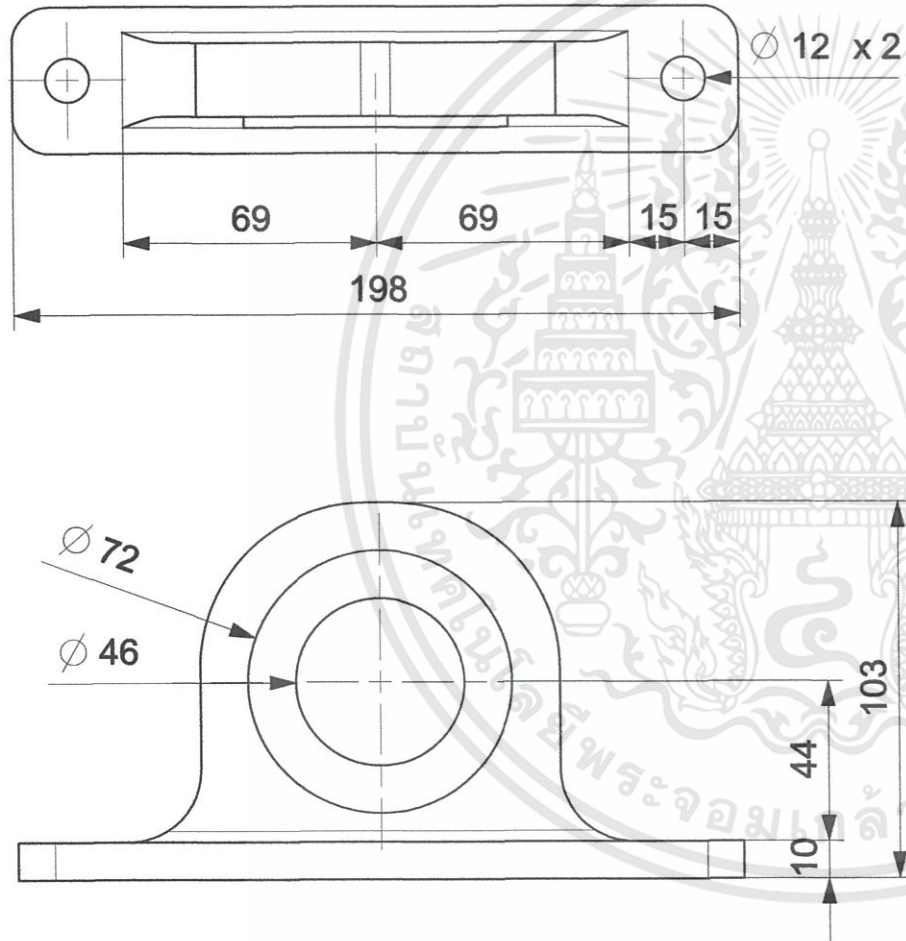
DETAIL A  
1:1



|           |                  |
|-----------|------------------|
| PART NAME | Shaft compressor |
| QUANTITY  | 1                |
| UNIT      | mm               |



|           |              |
|-----------|--------------|
| PART NAME | Shaft_pulley |
| QUANTITY  | 1            |
| UNIT      | mm           |



|           |                 |
|-----------|-----------------|
| PART NAME | Housing_bearing |
| QUANTITY  | 1               |
| UNIT      | mm              |
|           |                 |