

สำนักหอสมุดกลาง พระจอมเกล้าลาดกระบัง

**การลดอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงสำหรับเครื่องยนต์จักรยานยนต์
REDUCTION OF FUEL CONSUMPTION FOR THE MOTORCYCLE ENGINE**



นายปิยะพงษ์ ใจงาม
นายปรีระมิต นนทสิน

๑๖๒๑๗
๒๕๔๘

ชื่อหมู่.....
เลขทะเบียน.....**62363**
วัน,เดือน,ปี.....**16 ส.ค. 2549**

1162159x
.b.....
.i.....

ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
ปีการศึกษา 2548

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การลดอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงสำหรับเครื่องยนต์รถจักรยานยนต์
REDUCTION OF FUEL CONSUMPTION FOR THE MOTORCYCLE ENGINE



โดย

นายปิยะพงษ์ ใจงาม

นายประมิต นนทสิน

อาจารย์ที่ปรึกษา

ผศ. ดร. จินดา เจริญพรพาณิชย์

ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ปีการศึกษา 2548

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ปริญญาโทปีการศึกษา 2548

ภาควิชา วิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

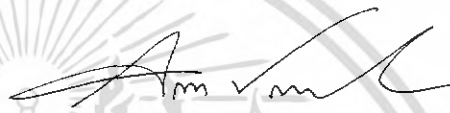
เรื่อง การลดอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงสำหรับเครื่องยนต์จักรยานยนต์

REDUCTION OF FUEL CONSUMPTION FOR THE MOTORCYCLE ENGINE

ผู้จัดทำ

1. นาย ปิยะพงษ์ ใจงาม รหัสประจำตัว 45010473

2. นายปรีะมิต นนทสิน รหัสประจำตัว 45010477



อาจารย์ที่ปรึกษา

(ผศ. ดร. จินดา เจริญพรพาณิชย์)



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การลดอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงสำหรับเครื่องยนต์รถจักรยายนต์

นายปิยะพงษ์ ใจงาม 45010473

นายปรีระมิต นนทสิน 45010477

ศศ. ดร. จินดา เจริญพรพาณิชย์

ปีการศึกษา 2548

บทคัดย่อ

เครื่องยนต์รถจักรยายนต์ 4 จังหวะถูกเลือกให้เป็นเครื่องยนต์ต้นแบบในการปรับแต่ง เพื่อจุดประสงค์ในการลดความสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิง โดยการลดการสูญเสียภายในเครื่องยนต์ โดยเฉพาะความสูญเสียเนื่องจากความเสียดทานระหว่างหน้าสัมผัสระหว่างลูกเบี้ยวและกระเดื่อง กวาล์วแบบเดิมด้วยการใช้กระเดื่องกวาล์วแบบตีคตังโรลเลอร์ และการออกแบบโดยอาศัยหลัก ของเหตุและผลเพื่อความปลอดภัยจะช่วยให้เครื่องยนต์ทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพมากขึ้น นอกเหนือจากนั้น การลดแรงภายในให้แก่สปริงวาล์วจะเป็นการลดภาระงานให้กับเครื่องยนต์ โดยการยอมรับการกระโดดของวาล์วที่ความเร็วต่ำลง นอกจากนี้การออกแบบลักษณะของหัวลูกสูบ ใหม่เพื่อเพิ่มพื้นที่ในการอัดรีดและเพิ่มอัตราส่วนการอัดจะเป็นประโยชน์มากในการเพิ่มความ บั่นป่วนของการไหลภายในห้องเผาไหม้ ซึ่งจะช่วยการคลุกเคล้าของส่วนผสมระหว่างเชื้อเพลิงและ อากาศให้เป็นเนื้อเดียวกัน และยังเป็นการลดโอกาสที่เครื่องยนต์จะเกิดการน็อกเนื่องจากผลกระทบ จากการเพิ่มอัตราส่วนการอัดโดยห้องเผาไหม้ที่มีขนาดกะทัดรัดขึ้น ชายลูกสูบที่สั้นลงจะช่วยลด พื้นที่ที่เกิดความเสียดทานจากการเสียดสีภายในกระบอกสูบ การปรับปรุงดังกล่าวมาแล้วทั้งหมด สามารถลดความสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิงสัมพัทธ์เพลาได้สูงสุดประมาณร้อยละ 2.6 และยังสามารถทำให้มลภาวะจากเครื่องยนต์ลดลงได้สูงสุดประมาณร้อยละ 8 จากปริมาณที่ได้จาก เครื่องยนต์ก่อนการปรับปรุง

Reduction of Fuel Consumption for The Motorcycle Engine

Piyapong Jaingam

Piramid Nontasin

Assist. Prof. Dr. Chinda Charoenphonphanich

Advisor

ABSTRACT

A four strokes motorcycle engine is principally modified to achieve more fuel economy by reducing the engine losses especially the friction losses from the surface of contact between cam lobe and conventional rocker arm with new rocker arm by using cam follower, and thorough design for safety can help the engine operates more efficiently. Also, low tensional valve spring will be adopted for valvetrain system to reduce engine internal load with limited speed are compromised. Piston head is designed to obtain more squish area and high turbulent flow in chamber, which cause the mixture is homogenously and compensates the knock effect from high compression ratio with compact combustion chamber. The piston skirt is shorten to reduce the frictional surface area in cylinder. Overall improvement can reduce brake specific fuel consumption of the engine by 2.6 percent in maximum. In the addition, emissions can be reduced by 8 percent in maximum.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กิตติกรรมประกาศ

ปริญญาานิพนธ์เล่มนี้สำเร็จได้ด้วยความกรุณาจากอาจารย์ที่ปรึกษา ศศ.ดร.จินดา เจริญพรพาณิชย์ ที่ให้ความช่วยเหลือ ให้คำชี้แนะ ในการแก้ปัญหา ตลอดจนให้ความรู้และประสบการณ์ที่ดีแก่ข้าพเจ้า

ขอขอบพระคุณ กรรมการสอบหัวข้อและ โครงร่างปริญญาานิพนธ์ที่ได้กรุณาให้คำแนะนำ ตลอดจนข้อชี้แนะ จนในที่สุดทำให้วิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลงได้

ขอขอบพระคุณ อาจารย์เมธี ถิ่นกุล ที่คอยให้คำปรึกษาและชี้แนะแนวทางในการออกแบบชุด อุปกรณ์เสริมและทำการทดลอง

ขอขอบคุณพนักงาน วิศวกรรุ่นพี่ บริษัททูลธรณีอิเล็กทรอนิกส์ จำกัด และบริษัทแอดวานซ์ทูลแอนด์ดา ย จำกัด ที่สนับสนุนการผลิตชิ้นงาน และให้ความรู้ความเข้าใจเกี่ยวกับกระบวนการผลิต

ขอขอบคุณบริษัทไทเกอร์ที่เอื้อเฟื้อเครื่องยนต์คันเบรยและความรู้ต่าง ๆ เกี่ยวกับเครื่องยนต์ ซึ่งเป็น ส่วนสำคัญในการบรรลุวัตถุประสงค์ของ โครงงานนี้

สุดท้ายต้องขอบคุณเพื่อนต้น เพื่อนคน และเพื่อน ๆ ในห้องปฏิบัติการทุกคนสำหรับความ ช่วยเหลือ และคำแนะนำดี ๆ

สำหรับคุณงามความดีอันใดที่เกิดจากปริญญาานิพนธ์ฉบับนี้ ข้าพเจ้าขอมอบให้กับบิดา มารดา ซึ่งเป็นที่รักและเคารพยิ่ง ตลอดจนครุอาจารย์ที่เคารพทุกท่านที่ได้ประสิทธิประสาทวิชาความรู้และถ่ายทอด ประสบการณ์ที่ดีให้แก่ข้าพเจ้า

ปิยะพงษ์ ใจงาม

ปีระมิต นนทสิน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ	หน้าที่
บทคัดย่อภาษาไทย	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	II
กิตติกรรมประกาศ	III
สารบัญ	IV
สารบัญตาราง	VI
สารบัญภาพ	VII
บทที่ 1 บทนำ	
1.1 ความสำคัญและที่มา	1
1.2 ความมุ่งหมายและวัตถุประสงค์ของการศึกษา	2
1.3 สมมุติฐานของการศึกษา	2
1.4 ทฤษฎีหรือแนวความคิดที่ใช้ในการวิจัย	2
1.5 ขอบเขตการวิจัย	2
1.6 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ	3
1.7 ขั้นตอนของการดำเนินงาน	3
บทที่ 2 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง	
2.1 การวิเคราะห์ความเสียหายเนื่องจากความล้า	4
2.2 การเลือกโรลเลอร์แบร์ริง	9
2.3 การคำนวณค่าต่าง ๆ ภายในเครื่องยนต์	11
บทที่ 3 การออกแบบและการคำนวณ	
3.1 แนวทางการออกแบบกระเดื่องกวดาล้วแบบติดตั้งโรลเลอร์	19
3.2 การเลือกโรลเลอร์สำหรับกระเดื่องกวดาล้ว	21
3.3 การออกแบบสลักยึดโรลเลอร์	23
3.4 การวิเคราะห์ความปลอดภัยสำหรับกระเดื่องกวดาล้ว	29
3.5 พิกัดงานสวมและการผลิตกระเดื่องกวดาล้วแบบติดตั้งโรลเลอร์	32
3.6 แนวทางการปรับปรุงลักษณะภายนอกของลูกสูบ	33
3.7 การปรับปรุงลักษณะภายนอกของลูกสูบ	36
3.8 การลดภาระให้แก่สปริงวาล์ว	38
บทที่ 4 อุปกรณ์และขั้นตอนการทดสอบเครื่องยนต์	

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ (ต่อ)

	หน้าที่
4.1 ชุดวัดอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง	42
4.2 เครื่องยนต์ต้นแบบสำหรับการพัฒนา	43
4.4 เครื่องวิเคราะห์ก๊าซไอเสียจากเครื่องยนต์	44
4.5 ไคนาโมมิเตอร์กระแสเหนี่ยวนำ (Eddy current dynamometer)	45
4.6 ขั้นตอนการทดสอบเครื่องยนต์	46
บทที่ 5 ผลการทดสอบและวิเคราะห์ผล	47
บทที่ 6 สรุปและข้อเสนอแนะ	57
ภาคผนวก ก. การสร้างแบบจำลองของระบบเปิด-ปิดวาล์วของเครื่องยนต์บนคอมพิวเตอร์	59
ภาคผนวก ข. ระบบพิกัดงานสวมมาตรฐาน JIS B0401 (1999)	77
ภาคผนวก ค. งานเขียนแบบชิ้นงาน	81
ภาคผนวก ง. รายการสินค้าโรลเลอร์จากบริษัท ทีเอชเค	86

สารบัญตาราง

	หน้าที่
ตารางที่ 2.1 ค่าคงที่ a และ b ที่ขึ้นอยู่กับคุณภาพผิวของชิ้นงาน	4
ตารางที่ 2.2 ขนาด และจุดตัดระหว่างกราฟของ Gerber และ Langer	8
ตารางที่ 2.3 ตัวประกอบแรงสำหรับการเลือกโรลเลอร์เบริง	10
ตารางที่ 4.1 รายละเอียดของเครื่องยนต์ที่ใช้เป็นเครื่องยนต์ทดสอบ	43



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญภาพ

	หน้าที่
รูปที่ 2.1 ความเส้นที่เปลี่ยนแปลงตามเวลา	6
รูปที่ 2.2 แผนภาพแสดงเกณฑ์การวิเคราะห์ความเสียหายเนื่องจากความล้า	7
รูปที่ 2.3 ลักษณะของแรงกระทำที่มีการเปลี่ยนแปลงเป็นคาบเวลาอย่างต่อเนื่อง	10
รูปที่ 3.1 ส่วนประกอบของกระเบื้องควาล้วแบบติดตั้งโรลเลอร์ของ Miyamura	19
รูปที่ 3.2 ส่วนประกอบของกระเบื้องควาล้วแบบติดตั้งโรลเลอร์ของ Tokuo	20
รูปที่ 3.3 ส่วนประกอบและเค้าโครงภายนอกของกระเบื้องควาล้วที่ออกแบบใหม่	20
รูปที่ 3.4 แผนภาพแสดงการประมาณค่าการอินทิเกรต	21
รูปที่ 3.5 ลักษณะของโรลเลอร์ RNAS-5 จากบริษัททีเอชเค	23
รูปที่ 3.6 การติดตั้งตัวตามลูกเบี้ยวและสลักยึดแบบแกนหมุน	23
รูปที่ 3.7 ตัวอย่างการใช้งานของเหล็กกล้าผสม SCM-440	24
รูปที่ 3.8 แผนภาพแรงและโมเมนต์คัตที่กระทำกับสลักยึดโรลเลอร์	25
รูปที่ 3.9 ขนาดของสลักยึดโรลเลอร์ที่ออกแบบไว้เบื้องต้น	26
รูปที่ 3.10 สลักยึดโรลเลอร์	28
รูปที่ 3.11 กระเบื้องควาล้วแบบเก่าที่ผลิตโดยวิธีขึ้นรูป	29
รูปที่ 3.12 ขนาดและมิติโดยสังเขปของกระเบื้องควาล้วแบบใหม่	29
รูปที่ 3.13 กระเบื้องควาล้วแบบใหม่	31
รูปที่ 3.14 ภาพถอดประกอบของกระเบื้องควาล้วแบบติดตั้งโรลเลอร์	33
รูปที่ 3.15 กระเบื้องควาล้วแบบติดตั้งโรลเลอร์	33
รูปที่ 3.16 ลักษณะของลูกสูบที่ออกแบบโดย Yasushi	34
รูปที่ 3.17 ลักษณะชายลูกสูบของ Jerry Schenk	35
รูปที่ 3.18 ลักษณะของลูกสูบของ Adachi	35
รูปที่ 3.19 ลักษณะลูกสูบของ Min Jeong Kim	36
รูปที่ 3.20 รูปร่างหัวลูกสูบตามแนวคิดแบบต่าง ๆ	36
รูปที่ 3.21 แสดงการปรับปรุงลักษณะภายนอกของลูกสูบเปรียบเทียบกับแบบเดิม	37
รูปที่ 3.22 ลักษณะลูกสูบที่ถูกปรับปรุง	38
รูปที่ 3.23 แรงกระทำบริเวณลูกเบี้ยวจากการจำลองสถานการณ์ภายใต้การลดภาระให้แก่สปริง	39
รูปที่ 3.24 ความสิ้นเปลืองกำลังจากการจำลองสถานการณ์ภายใต้การลดภาระให้แก่สปริง	39

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญภาพ (ต่อ)

	หน้าที่
รูปที่ 3.25 สปริงวาล์วที่ปรับเปลี่ยนความยาวอิสระเพื่อลดภาระในการทำงาน	41
รูปที่ 3.26 ชั้นส่วนที่ได้รับการปรับปรุงทั้งหมด	41
รูปที่ 4.1 ส่วนประกอบของชุดวัดอัตราการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิง	42
รูปที่ 4.2 ชุดวัดอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง	43
รูปที่ 4.3 ลักษณะภายนอกของเครื่องยนต์ที่ใช้ในการทดสอบ	44
รูปที่ 4.4 หน้าปัดแสดงผลของเครื่องวิเคราะห์ก๊าซ และอุปกรณ์วัดอุณหภูมิไอเสีย	44
รูปที่ 4.5 ไดนาโมมิเตอร์กระแสเหนี่ยวนำและหน่วยควบคุม	45
รูปที่ 4.6 แผนภาพการจัดวางอุปกรณ์ทดสอบเครื่องยนต์	45
รูปที่ 5.1 ความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงสัมพัทธ์เวลาที่ความเร็วรอบเครื่องต่างๆ ที่ภาระ 200 kPa	47
รูปที่ 5.2 ความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงสัมพัทธ์เวลาที่ความเร็วรอบเครื่องต่างๆ ที่ภาระ 300 kPa	48
รูปที่ 5.3 ความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงสัมพัทธ์เวลาที่ความเร็วรอบเครื่องต่างๆ ที่ภาระ 400 kPa	48
รูปที่ 5.4 ความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงสัมพัทธ์เวลาที่ความเร็วรอบเครื่องต่างๆ ที่ภาระ 500 kPa	49
รูปที่ 5.5 ร้อยละ โดยปริมาตรของคาร์บอนมอนอกไซด์ที่ความเร็วรอบเครื่องต่างๆ ที่ภาระ 200 kPa	51
รูปที่ 5.6 ส่วนในล้านส่วนของปริมาตรของไฮโดรคาร์บอนที่ความเร็วรอบเครื่องต่างๆ ที่ภาระ 200 kPa	52
รูปที่ 5.7 ร้อยละ โดยปริมาตรของคาร์บอนมอนอกไซด์ที่ความเร็วรอบเครื่องต่างๆ ที่ภาระ 300 kPa	52
รูปที่ 5.8 ส่วนในล้านส่วนของปริมาตรของไฮโดรคาร์บอนที่ความเร็วรอบเครื่องต่างๆ ที่ภาระ 300 kPa	53
รูปที่ 5.9 ร้อยละ โดยปริมาตรของคาร์บอนมอนอกไซด์ที่ความเร็วรอบเครื่องต่างๆ ที่ภาระ 400 kPa	53
รูปที่ 5.10 ส่วนในล้านส่วนของปริมาตรของไฮโดรคาร์บอนที่ความเร็วรอบเครื่องต่างๆ ที่ภาระ 400 kPa	54
รูปที่ 5.11 ร้อยละ โดยปริมาตรของคาร์บอนมอนอกไซด์ที่ความเร็วรอบเครื่องต่างๆ ที่ภาระ 500 kPa	54
รูปที่ 5.12 ส่วนในล้านส่วนของปริมาตรของไฮโดรคาร์บอนที่ความเร็วรอบเครื่องต่างๆ ที่ภาระ 500 kPa	55

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

ช่วงเวลาที่ผ่านมาประเทศไทยมีอัตราการขยายตัวของตลาดรถยนต์เพิ่มสูงขึ้น โดยเฉพาะตลาดรถยนต์แก๊สโซลีนได้รับความนิยมอย่างมาก จะเห็นได้จากอัตราการเจริญเติบโตของตลาดน้ำมันแก๊สโซลีนในประเทศไทยที่สูงขึ้นอย่างรวดเร็ว ปัจจุบันประเทศไทยมีการใช้เชื้อเพลิงแก๊สโซลีน 91 แก๊สโซลีน 95 และน้ำมันดีเซลประมาณวันละ 20 ล้านลิตร ในขณะที่ราคาน้ำมันในตลาดโลกมีแนวโน้มจะถีบตัวสูงขึ้นเรื่อยๆ เนื่องจากปริมาณน้ำมันสำรองลดลงอย่างต่อเนื่อง จากสถานการณ์เช่นนี้ทำให้หลายๆ ประเทศตื่นตัวกันมากขึ้น ในการคิดค้นวิธีการหลากหลายรูปแบบเพื่อลดการใช้ น้ำมัน แนวทางที่ได้รับการยอมรับมากที่สุดก็คงหนีไม่พ้นการส่งเสริม และสนับสนุนให้มีการใช้เชื้อเพลิงทดแทนซึ่งเป็นผลผลิตทางการเกษตรที่สามารถผลิตได้เองภายใน ประเทศมาเป็นเชื้อเพลิงส่งเสริมสำหรับใช้ในเครื่องยนต์ เพื่อลดการสูญเสียเงินตราและสร้างความมั่นคงด้านพลังงานให้กับประเทศทั้งเป็นการเพิ่มมูลค่าผลผลิตทางการเกษตรอีกด้วย

เครื่องยนต์แก๊สโซลีนเองก็เป็นปัจจัยหนึ่งที่สำคัญไม่แพ้ปัจจัยอื่นๆ เพราะน้ำมันแก๊สโซลีนที่ลดลง ก็ถูกใช้ไปกับเครื่องยนต์นั่นเอง สำหรับงานวิจัยนี้ผู้วิจัยเล็งเห็นว่าการปรับแต่งส่วนประกอบของเครื่องยนต์บางส่วน ย่อมจะส่งผลกระทบต่อเครื่องยนต์ทั้งในด้านของสมรรถนะ และมลภาวะซึ่งอาจทำให้เกิดแนวโน้มที่คืบคลาน หรือเลวลงแล้วแต่ชิ้นส่วนและการปรับแต่ง และเชื่อว่าการปรับแต่งที่มาจากกรออกแบบและคำนวณอย่างถี่ถ้วนสามารถช่วยให้เครื่องยนต์มีสมรรถนะที่ดีขึ้นได้

1.2 ความมุ่งหมายและวัตถุประสงค์ของการศึกษา

การปรับแต่งเครื่องยนต์เพื่อปรับปรุงด้านสมรรถนะยังไม่เป็นที่นิยมนัก โดยเฉพาะอย่างยิ่งในเครื่องยนต์ประเภทเครื่องยนต์รถจักรยานยนต์ ทั้งที่ประชาชนคนไทยโดยส่วนใหญ่แล้วมีฐานะระดับปานกลาง ยานพาหนะที่ใช้กันในประเทศจึงมีทั้งรถยนต์ และรถจักรยานยนต์ที่มีจำนวนมากไม่น้อยไปกว่ากัน งานวิจัยส่วนใหญ่จะสนใจศึกษาผลกระทบทางด้านสมรรถนะและมลภาวะของเครื่องยนต์เมื่อมีการปรับปรุงและพัฒนาชิ้นส่วนหรืออุปกรณ์ภายในเครื่องยนต์ ทั้งนี้งานวิจัยชิ้นนี้ก็มีแรงผลักดันที่สำคัญมาจากความต้องการที่จะลดการใช้ทรัพยากรน้ำมันที่เหลืออยู่เพียงเล็กน้อย และคาดหวังว่าจะให้ผลดีทางด้านอื่น ๆ ด้วย เช่น การลดการนำเข้าน้ำมันดิบจากต่างประเทศ หรือการลดก๊าซที่ส่งผลกระทบต่อสภาวะเรือนกระจก และความเป็นกังวลเกี่ยวกับสารพิษจำพวกไฮโดรคาร์บอนบางชนิดจากเครื่องยนต์แก๊สโซลีน แต่ปัญหาหลักประการหนึ่งของการปรับแต่งเครื่องยนต์คันเบบ คือเครื่องยนต์ที่ถูกผลิตออกจำหน่ายในท้องตลาดย่อมมีการออกแบบที่ค่อนข้างสมบูรณ์อยู่แล้ว การจะปรับแต่งชิ้นส่วนใดชิ้นส่วนหนึ่งนั้น จำเป็นต้องศึกษาให้ลึกถึงรายละเอียดทางด้านผลกระทบต่าง ๆ ที่อาจเกิดขึ้นหลังการปรับแต่ง เพื่อให้มั่นใจว่างบประมาณที่ใช้จะ

น้อยที่สุด และผลที่ได้สามารถพูดได้ว่าเป็นการปรับแต่งที่คุ้มค่า ทั้งนี้ผู้วิจัยยังคงคาดหวังเป็นอย่างยิ่งว่า ผลงานวิจัยชิ้นนี้จะเป็นข้อมูลที่เป็นประโยชน์ต่อไปภายหลังจากสำหรับผู้วิจัยรุ่นต่อไป

วัตถุประสงค์ของการศึกษานี้คือ การปรับปรุงเครื่องยนต์แก๊สโซลีนให้มีสมรรถนะที่ดีขึ้น และลดภาวะสลดลง โดยการปรับแต่งชิ้นงานบางส่วนของเครื่องยนต์แก๊สโซลีนต้นแบบ เพื่อลดอัตราการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิง ทั้งนี้เพื่อให้ได้ประโยชน์สูงสุดจากการใช้น้ำมันเชื้อเพลิง และเพื่อให้ได้ข้อมูลอันเป็นประโยชน์ต่อการสานต่อเพื่อการพัฒนาเครื่องยนต์แก๊สโซลีนต่อไป

1.3 สมมติฐานของการศึกษา

กำลังของเครื่องยนต์ที่ได้จากน้ำมันเชื้อเพลิงส่วนหนึ่งจะถูกใช้ไปชดเชยการเสียดสีระหว่างลูกสูบกับกระบอกสูบ และระหว่างเพลาลูกเบี้ยวกับกระเบื้องกวดาล์ว ซึ่งเกิดขึ้นตลอดเวลาที่เครื่องยนต์ทำงาน ส่งผลให้เครื่องยนต์มีสมรรถนะในการทำงานลดลง และผลที่ตามมาคือการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิง อีกทั้งยังเพิ่มมลภาวะให้กับสิ่งแวดล้อม ดังนั้นการลดพื้นที่ในการเสียดสีกันระหว่างลูกสูบและกระบอกสูบ การลดแรงเสียดทานระหว่างเพลาลูกเบี้ยวและกระเบื้องกวดาล์วจะช่วยในการลดอัตราการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิงได้

การเพิ่มความดันภายในกระบอกสูบ จะช่วยให้ละอองน้ำมันคลุกเคล้ากับอากาศได้ดี และทำให้น้ำมันและอากาศจับตัวกันได้มาก ซึ่งจะช่วยให้การเผาไหม้เป็นไปอย่างสมบูรณ์ขึ้น สามารถลดมลภาวะที่เกิดจากการเผาไหม้ได้อีกด้วย

การเพิ่มอัตราส่วนการอัดทำให้โอกาสที่เครื่องยนต์จะเกิดการน็อกมากขึ้น แต่สามารถชดเชยได้ด้วย การลดขนาดของห้องเผาไหม้ให้กะทัดรัดขึ้น อีกทั้งยังเพิ่มความเร็วในการลุกลามของเปลวไฟ โดยการเพิ่มพื้นที่อัดรีดให้มากขึ้น เพื่อการเพิ่มความดันภายในกระบอกสูบ

ในการบีบควาล์วไอดี ไอดีเสียแต่ละครั้ง เครื่องยนต์ต้องใช้กำลังจากการเผาไหม้เชื้อเพลิง ถ้าสามารถลดการใช้กำลังในส่วนนี้ได้ยิ่งมาก อัตราการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิงก็จะลดลงได้มากขึ้นด้วย ซึ่งทำได้โดยการลดแรงที่ต้องใช้ในการเอาชนะสปริงที่วาล์วไอดีและวาล์วไอดีเสีย

1.4 ทฤษฎีหรือแนวความคิดที่ใช้ในการวิจัย

อัตราการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิงได้รับอิทธิพลจากความสามารถในการนำพลังงานจากเชื้อเพลิงไปใช้ ซึ่งในเครื่องยนต์สันดาปภายในนั้นพลังงานจากเชื้อเพลิงส่วนใหญ่จะสูญเสียไปในรูปของความร้อน และความเสียดทาน ซึ่งถ้าสามารถลดพลังงานส่วนที่สูญเสียไปส่วนนี้ได้ เครื่องยนต์จะความต้องการอัตราส่วนอากาศกับเชื้อเพลิงเจือจางลง อัตราการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิงก็จะลดลงเช่นเดียวกัน นอกจากนี้การเผาไหม้สมบูรณ์ก็แสดงถึงความสามารถในการดึงพลังงานของเชื้อเพลิงมาเป็นกำลังของเครื่องยนต์ กล่าวคือถ้าการเผาไหม้สมบูรณ์มาก เครื่องยนต์จะไม่จำเป็นต้องใช้เชื้อเพลิงในปริมาณมากในการสร้างกำลัง เพราะสามารถดึงพลังงานจากเชื้อเพลิงออกมาใช้ได้อย่างเต็มที่มากขึ้น

1.5 ขอบเขตการวิจัย

ปัญหาหลักของงานวิจัยนี้ คือต้องการลดอัตราสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์แก๊สโซลีน ด้วยการปรับแต่งเครื่องยนต์รถจักรยานยนต์ต้นแบบ สำหรับงานวิจัยชิ้นนี้ผู้วิจัยเลือกการคัดแปลงในส่วนของลูกสูบ และสปริงที่วาล์วไอดีและไอเสีย และกระดื่องควาล์ว โดยใช้เครื่องยนต์รถจักรยานยนต์เป็นต้นแบบในการทดสอบทั้งในด้านสมรรถนะ และมลภาวะ เมื่อมีการปรับแต่งเครื่องยนต์ เปรียบเทียบกับการสมรรถนะเครื่องยนต์เดียวกันก่อนการปรับแต่ง โดยใช้น้ำมันแก๊สโซลีนเป็นเชื้อเพลิง

1.6 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

เนื่องจากราคาน้ำมันดิบตัวขึ้นอย่างรวดเร็ว การค้นหาวิธีการต่างๆ เพื่อลดการใช้น้ำมันสำรองที่เหลืออยู่จึงเป็นเรื่องที่ทั่วโลกกำลังให้ความสำคัญไม่น้อยไปกว่าปัญหาอื่นๆ อีกทั้งปัญหาสิ่งแวดล้อมต่างๆ ที่เกิดขึ้นเนื่องจากวิธีการใช้น้ำมันก็ยังเป็นปัญหาใหญ่ที่ควรได้รับการแก้ไขอย่างเร่งด่วน ประเทศไทยเองก็ตกอยู่ในกระแสของการระดมความคิดเพื่อหาพลังงานรูปแบบอื่นๆ พร้อมทั้งแนวทางการลดการนำเข้าน้ำมันดิบเช่นเดียวกัน ดังนั้น หากมีการวิจัยอย่างจริงจังก็น่าจะมีความคุ้มค่าทางเศรษฐกิจอย่างยิ่ง ผู้วิจัยจึงหวังเป็นอย่างยิ่งว่าโครงการนี้จะสามารถนำมาใช้เป็นข้อมูลพื้นฐานสำคัญที่ช่วยในการพัฒนาเครื่องยนต์แก๊สโซลีนสำหรับนักวิจัยรุ่นต่อไป เพื่อการออกแบบเครื่องยนต์แก๊สโซลีนที่มีประสิทธิภาพมากขึ้นในอนาคต

1.7 ขั้นตอนของการดำเนินงาน

1. ศึกษาสิทธิบัตรจากต่างประเทศที่เกี่ยวกับการออกแบบกระดื่องควาล์ว และการออกแบบห้องเผาไหม้ เพื่อหาแนวทางในการออกแบบ
2. ออกแบบกระดื่องควาล์ว โดยอ้างอิงจากขนาดเดิม เนื่องจากขนาดที่จำกัดของ ทั้งนี้การออกแบบจะคำนึงถึงข้อจำกัดของวิธีการผลิตด้วย
3. วิเคราะห์แบบจำลองของระบบวาล์วที่ออกแบบใหม่ด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์ เพื่อหาค่าแรงกระทำต่าง ๆ ณ จุดที่ต้องการพิจารณาในระบบเปิด ปิดวาล์ว
4. กำหนดขนาด วัสดุ ลักษณะผิวงาน ของกระดื่องควาล์ว โดยคำนึงถึงอายุการใช้งาน และค่าความปลอดภัย
5. หาวิธีการผลิตที่เหมาะสม และสั่งผลิตชิ้นงาน
6. ปรับปรุงลักษณะของลูกสูบ ตามแนวทางที่ได้ศึกษาไว้ เพื่อเพิ่มการไหลแบบปั่นป่วน
7. ลดแรงภายในให้แก่สปริงวาล์ว เพื่อลดภาระให้แก่เครื่องยนต์
8. ทดสอบสมรรถนะ และมลพิษเครื่องยนต์ทั้งก่อนและหลังการปรับแต่ง เพื่อทดสอบเปรียบเทียบผลกระทบที่เกิดขึ้นจากการปรับแต่งทั้งหมด
9. สรุปการวิจัย ข้อเสนอแนะ และแนวทางการศึกษาต่อ

บทที่ 2

ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

2.1 การวิเคราะห์ความเสียหายเนื่องจากความล้า

ขีดจำกัดความทนทาน

ขีดจำกัดความทนทาน หมายถึง ค่าความเค้นสูงสุดที่กระทำซ้ำกันสองทิศทางต่อชิ้นทดสอบผิวขัดมัน เป็นจำนวนวัฏจักรนับไม่ถ้วน โดยที่ชิ้นทดสอบนั้นไม่เกิดการแตกหัก ค่าโดยประมาณของขีดจำกัดความทนทานจะสัมพันธ์กับความทนต่อแรงดึงสูงสุดดังนี้

$$S'_e = \begin{cases} 0.504S_{ut} & S_{ut} \leq 212 \text{ kpsi} \quad (1460 \text{ MPa}) \\ 100 \text{ kpsi} & 212 < S_{ut} < 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1400 \text{ MPa} \end{cases} \quad (2.1)$$

เนื่องจากว่าในความเป็นจริง ชิ้นส่วนทางกลต่าง ๆ ไม่ได้ถูกใช้งานในสถานะเดียวกับชิ้นทดสอบ ดังนั้นจึงต้องมีตัวประกอบเพื่อปรับค่าให้เหมาะสมกับสถานะการทำงาน ดังนี้

ตัวประกอบของผิวงาน (Surface factor)

แทนด้วย k_a ซึ่งจะขึ้นอยู่กับคุณภาพของผิวงาน มีค่าดังนี้

$$k_a = aS_{ut}^b \quad (2.2)$$

โดยค่า a และ b คูได้จากตารางที่ 2.1

ตารางที่ 2.1 ค่าคงที่ a และ b ที่ขึ้นอยู่กับคุณภาพผิวของชิ้นงาน

SURFACE FINISH	FACTOR a		EXPONENT b
	kpsi	MPa	
Ground	1.34	1.58	-0.085
Machined or cold-drawn	2.70	4.51	-0.256
Hot-rolled	11.4	57.7	-0.718
As forged	30.9	272.0	-0.995

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตัวประกอบของขนาด (Size factor)

แทนด้วย k_s สำหรับการตัดและการบิด แนะนำให้ใช้ค่าดังต่อไปนี้

$$k_s = \begin{cases} 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ in} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ in} \\ 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases} \quad (2.3)$$

สำหรับรับแรงตามแนวแกน ค่าตัวประกอบของขนาดจะไม่มีผลกระทบ ดังนั้น

$$k_s = 1 \quad (2.4)$$

ในกรณีที่ชิ้นงานมีลักษณะเป็นเพลากลม แต่เวลาใช้งานไม่มีการหมุน ในการคำนวณค่าตัวประกอบของขนาด จะใช้เส้นผ่านศูนย์กลางยังผล (effective diameter) ซึ่งมีค่าดังนี้

$$d_e = 0.370d \quad (2.5)$$

ตัวประกอบของแรง (Load factor)

แทนด้วย k_c ซึ่งขึ้นอยู่กับลักษณะของแรงที่มากระทำ

$$k_c = \begin{cases} 1.0 & \text{สำหรับการตัด} \\ 0.85 & \text{สำหรับแรงกระทำตามแนวแกน} \\ 0.59 & \text{สำหรับการบิด} \end{cases}$$

ตัวประกอบอุณหภูมิ (Temperature factor)

แทนด้วย k_d ซึ่งจะขึ้นอยู่กับสภาวะการทำงานของชิ้นงาน

$$k_d = 0.975 + 0.432(10^{-3})T_F - 0.115(10^{-5})T_F^2 + 0.104(10^{-8})T_F^3 - 0.595(10^{-12})T_F^4 \quad (2.6)$$

โดยที่ $70 \leq T_F \leq 1000 \text{ } ^\circ F$

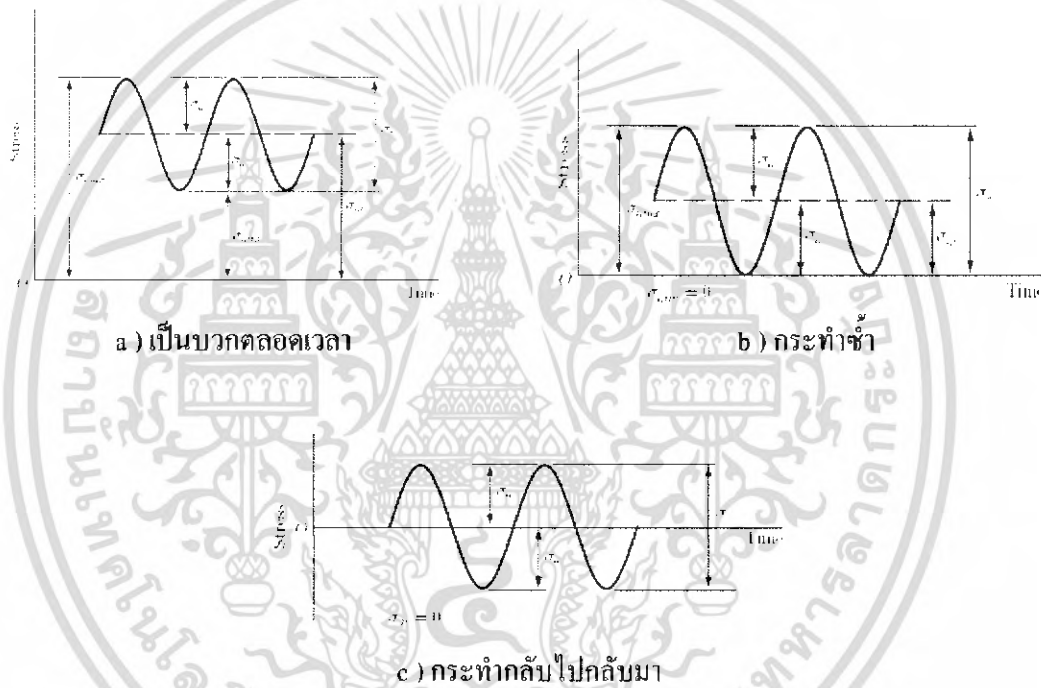
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เพราะฉะนั้น จึงจำกัดความหนานของชิ้นงานทั่วไปที่ถูกปรับแก้แล้ว คือ

$$S_c = k_a k_b k_c k_d S'_e \quad (2.7)$$

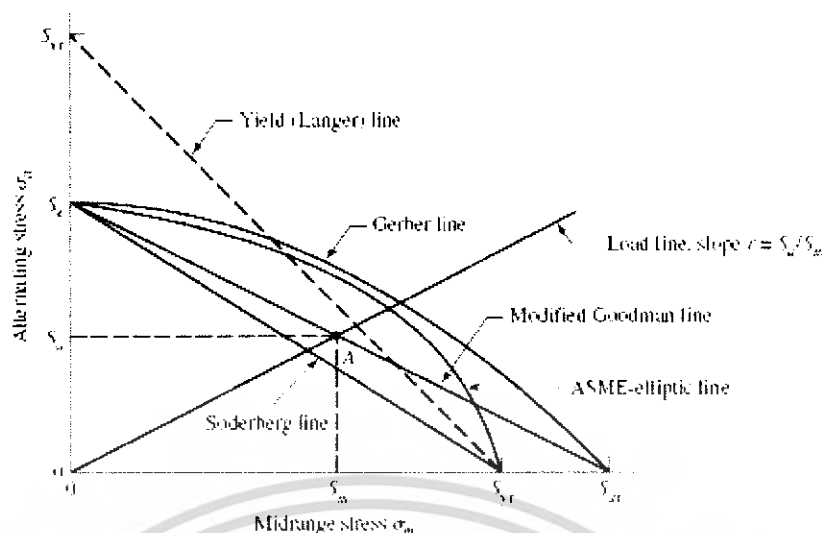
เกณฑ์การวิเคราะห์ความเสียหายเนื่องจากความล้าของ Gerber และ Langer

เกณฑ์การวิเคราะห์ความเสียหายเนื่องจากความล้ามีหลายวิธีที่แตกต่างกันออกไป ขึ้นอยู่กับขอบเขตของการใช้งาน และคุณสมบัติของวัสดุที่นำมาใช้งาน โดยในโครงการนี้จะใช้เกณฑ์การวิเคราะห์ของ Gerber และ Langer ในการออกแบบชิ้นงานเพื่อรองรับความเค้นในลักษณะที่มีการเปลี่ยนแปลง ดังรูปที่ 2.1



รูปที่ 2.1 ความเค้นที่เปลี่ยนแปลงตามเวลา

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.2 แผนภาพแสดงเกณฑ์การวิเคราะห์ความเสียหายเนื่องจากความล้า

จากรูปที่ 2.2 องค์ประกอบของความเค้นที่จะนำมาใช้ในการพิจารณาความเสียหายเนื่องจากความล้า มีอยู่ 2 ลักษณะด้วยกัน คือ

ความเค้นส่วนเปลี่ยนแปลง (Stress amplitude)
$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \quad (2.8)$$

ความเค้นเฉลี่ย (Mean stress)
$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \quad (2.9)$$

จากรูปที่ 2.2 เส้นกราฟของ Gerber สามารถเขียนเป็นสมการ ได้ดังนี้

$$\frac{S_a}{S_e} + \left(\frac{S_m}{S_u} \right)^2 = 1 \quad (2.10)$$

และ เส้นกราฟของ Langer สามารถเขียนเป็นสมการ ได้ดังนี้

$$\frac{S_a}{S_y} + \frac{S_m}{S_y} = 1 \quad (2.11)$$

ซึ่งเส้นกราฟทั้งสองชุดนี้ จะถูกนำมาพิจารณาร่วมกัน โดยจะมีเส้นกราฟอีกชุดหนึ่งที่แสดงถึงสัดส่วนของความเค้นส่วนเปลี่ยนแปลงและความเค้นเฉลี่ย หรือ Load line, r ดังนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$r = \frac{S_a}{S_m} \quad (2.12)$$

ความสัมพันธ์ของกราฟทั้ง 3 จุดจะถูกแสดงไว้ในตารางที่ 2.2

ตารางที่ 2.2 ขนาด และจุดตัดระหว่างกราฟของ Gerber และ Langer

สมการของเส้นกราฟ	จุดตัดระหว่างสมการ
$\frac{S_a}{S_e} + \left(\frac{S_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1$ Load line $r = \frac{S_a}{S_m}$	$S_a = \frac{r^2 S_{ut}^2}{2S_e} \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2S_e}{rS_{ut}}\right)^2} \right]$ $S_m = \frac{S_a}{r}$
$\frac{S_a}{S_{yt}} + \frac{S_m}{S_{yt}} = 1$ Load line $r = \frac{S_a}{S_m}$	$S_a = \frac{rS_{yt}}{1+r}$ $S_m = \frac{S_{yt}}{1+r}$
$\frac{S_a}{S_e} + \left(\frac{S_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1$ $\frac{S_a}{S_{yt}} + \frac{S_m}{S_{yt}} = 1$	$S_m = \frac{S_{ut}^2}{2S_e} \left[1 - \sqrt{1 + \left(\frac{2S_e}{S_{ut}}\right)^2 \left(1 - \frac{S_{yt}}{S_{ut}}\right)} \right]$ $S_a = S_{yt} - S_m r_{cru} = \frac{S_a}{S_m}$
ค่าความปลอดภัยเนื่องจากความล้า	
$n_f = \frac{1}{2} \left(\frac{S_{ut}}{\sigma_m} \right)^2 \frac{\sigma_a}{S_e} \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2\sigma_m S_e}{S_{ut} \sigma_a} \right)^2} \right] \quad \sigma_m > 0$	

สำหรับกรณีที่มีแรงกระทำหลายลักษณะมากกระทำกับชิ้นงาน ให้คำนวณหาค่าความเค้น และความเค้นเฉือนภายในชิ้นงานสูงสุด แล้วนำมาคำนวณค่าความเค้นสมมูล (von Misses stress) เพื่อใช้ในการออกแบบ ดังนี้

สำหรับความเค้นสมมูลส่วนเปลี่ยน

$$\sigma'_o = (\sigma_a^2 + 3\tau_a^2)^{1/2} \quad (2.13)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สำหรับความเค้นสมมูลเฉลี่ย

$$\sigma'_m = (\sigma_m^2 + 3\tau_m^2)^{1/2} \quad (2.14)$$

2.2 การเลือกโรลเลอร์แบร์ริง

อายุใช้งานของโรลเลอร์แบร์ริง หมายถึงจำนวนรอบ (หรือจำนวนชั่วโมงที่ความเร็วรอบคงที่) ซึ่งแบร์ริงหมุนได้ก่อนที่จะเริ่มเกิดความเสียหายในวงแหวนหรือลูกกลิ้ง

อายุประเมิน (Rating life) ของโรลเลอร์แบร์ริงจำนวนหนึ่ง มีลักษณะเหมือนกันทุกประการ หมายถึงจำนวนรอบ (หรือจำนวนชั่วโมงที่ความเร็วคงที่) ซึ่งแบร์ริง 90% จากจำนวนนี้สามารถหมุนได้โดยไม่เกิดความเสียหายเนื่องจากความล้า และใช้แทนด้วยอายุใช้งาน L_{10}

แรงสถิตประเมิน (Basic static load rating) หมายถึงแรงในแนวรัศมีที่ทำให้เกิดระยะยุบตัวของลูกกลิ้งและวงแหวนรวมกันเท่ากับ 0.0001 เท่าของขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของโรลเลอร์ และใช้แทนด้วย C_0

แรงพลวัตประเมิน (Basic dynamic load rating) หมายถึงแรงที่กระทำในแนวรัศมี ซึ่งแบร์ริงที่มีลักษณะเหมือนกันจำนวนหนึ่งรับได้ โดยมีอายุประเมิน L_{10} เท่ากับหนึ่งล้านรอบเมื่อวงแหวนอื่นในเป็นตัวหมุนและวงแหวนอื่นนอกอยู่นิ่ง และใช้แทนด้วย C

แรงพลวัตประเมิน C นี้ เป็นค่าที่ใช้ในการเลือกขนาดแบร์ริงเพื่อรับแรง และมีอายุการใช้งานได้ตามความต้องการ ซึ่งค่า L_{10} , C และ แรงกระทำ (P) มีความสัมพันธ์กันดังนี้

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^k \quad (2.15)$$

โดยที่ ค่าคงที่ $k = 3$ สำหรับบอลแบร์ริง
 $k = 10/3$ สำหรับโรลเลอร์แบร์ริง

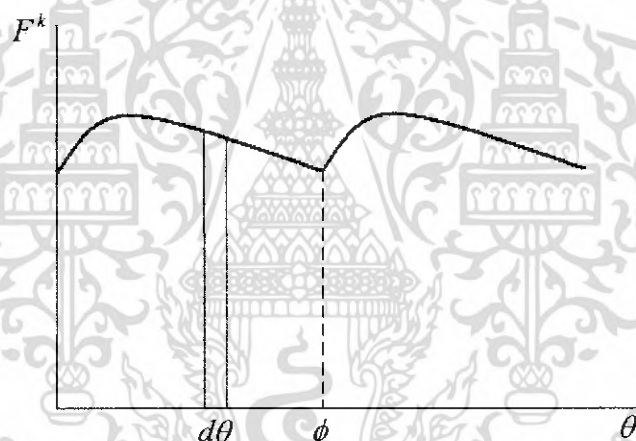
จากสมการที่ 2.15 ทำให้ทราบว่าแบร์ริงที่เลือกมาจากอายุประเมินจำนวนหนึ่งล้านรอบนั้น จะสามารถทำงานได้กี่รอบขณะใช้งานจริง

ตัวประกอบใช้งาน (N_f) แรงที่กระทำกับแบร์ริงจะได้รับการส่งทอดมาจากชิ้นส่วนเครื่องจักรกลต่าง ๆ ซึ่งอาจจะมีความสัมพันธ์กันมากน้อยต่างกันไป อาจจะเป็นสาเหตุให้แบร์ริงเสียหายได้เร็วขึ้น ดังนั้นในการเลือกแบร์ริง จึงควรที่จะเพิ่มค่าแรงสมมูลโดยการคำนึงถึงลักษณะการใช้งาน ค่าที่แนะนำให้ใช้ในการคำนวณมีดังนี้

ตารางที่ 2.3 ตัวประกอบแรงสำหรับการเลือกโรลเลอร์แบร์ริง

ชนิดของแรง	N_s	
	บอลแบร์ริง	โรลเลอร์แบร์ริง
แรงเรียบสม่ำเสมอ	1.0	1.0
แรงกระแทกเล็กน้อย	1.5	1.0
แรงกระแทกอย่างหนัก	2.0 - 3.0	1.3 - 2.0

การเลือกแบร์ริงสำหรับรับแรงเปลี่ยนแปลง



รูปที่ 2.3 ลักษณะของแรงกระทำที่มีการเปลี่ยนแปลงเป็นคาบเวลาอย่างต่อเนื่อง

กรณีที่แรงกระทำกับแบร์ริงมีการเปลี่ยนแปลงในลักษณะติดต่อกันเป็นคาบ ดังตัวอย่างที่แสดงในรูปที่ 2.3 ความเสียหายที่ถูกกระทำโดยแรง F^k ระหว่างการทำงาน เมื่อเทียบกับมุมการหมุนของแบร์ริง $d\theta$ จะเป็น

$$dD = F^k d\theta$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตัวอย่าง ของการใช้งานในกรณีนี้คือ แบริ่งที่ใช้รองรับเพลาลูกเบี้ยว ซึ่งแรงที่กระทำกับแบริ่ง จะเปลี่ยนแปลงตามองศาการหมุนของเพลาลูกเบี้ยว เพราะฉะนั้นความเสียหายที่เกิดขึ้นกับแบริ่งสำหรับ 1 คาบของการหมุนของเพลาลูกเบี้ยว จะเป็นดังนี้

$$D = \int dD = \int_0^{\phi} F^k d\theta = F_{eq}^k \phi \tag{2.16}$$

ดังนั้น ค่าแรงสมมูล F_{eq} จะสามารถหาได้จากความสัมพันธ์ ดังนี้

$$F_{eq} = \left[\frac{1}{\phi} \int_0^{\phi} F^k d\theta \right]^{1/k} \tag{2.17}$$

โดยทั่วไปแล้ว ค่าของคาบของแรงกระทำ, ϕ จะมีค่าเท่ากับ 2π แต่ค่าอื่น ๆ ก็สามารถเกิดขึ้นได้ ขึ้นอยู่กับลักษณะการทำงานของแบริ่ง จากสมการที่ 2.17 การหาค่าอินทิกรัลส่วนมากแล้ว มีความจำเป็นที่จะต้องใช้วิธีการคำนวณเชิงตัวเลขเพื่อระบุค่าของการอินทิเกรต ดังนั้น อายุการใช้งานสำหรับแบริ่งที่รับแรงกระทำ F_{eq} จะมีค่าตามสมการที่ 2.18

$$L_{10} = \left(\frac{C}{N_s \cdot F_{eq}} \right)^k \tag{2.18}$$

ค่าที่คำนวณได้จะมีหน่วยเป็นล้านรอบ เมื่อทำการออกแบบโดยกำหนดชนิดและอายุการใช้งานของแบริ่ง จะสามารถคำนวณหาค่าแรงพลวัตประเมิน C ซึ่งนำไปใช้เลือกขนาดของแบริ่ง โดยเปรียบเทียบกับรายการสินค้าจากบริษัทผู้ผลิตแบริ่งได้

2.3 การคำนวณค่าต่าง ๆ ภายในเครื่องยนต์ ความดันผลเฉลี่ย (MEAN EFFECTIVE PRESSURE)

จะเห็นว่าความดันในกระบอกสูบของเครื่องยนต์ มีค่าแปรเปลี่ยนแปลงอย่างต่อเนื่องในวัฏจักร เราจึงให้ความดันผลเฉลี่ย (mep) มีค่าดังนี้ :

$$w = (mep)\Delta v \tag{2.19}$$

หรือ

$$mep = w / \Delta v = W / V_d \tag{2.20}$$

$$\Delta v = v_{BTC} - v_{TDC} \quad (2.21)$$

โดย W = งานของหนึ่งวัฏจักร

w = งานสัมพัทธ์ของหนึ่งวัฏจักร

V_d = ความจุของกระบอกสูบ

ความดันผลเฉลี่ยเป็นตัวแปรที่เหมาะสมในการเปรียบเทียบเครื่องยนต์โดยพิจารณาแรงบิดเครื่องยนต์ขนาดใหญ่ย่อมได้เปรียบ และหากพิจารณากำลัง ความเร็วรอบของเครื่องยนต์จะมีผลต่อค่านี้อย่างมาก

เราสามารถให้คำจำกัดความของความดันเฉลี่ยได้หลายแบบ โดยใช้สมการที่ 2.20 เช่น ถ้าใช้งานเพลานี้ เราจะได้ ความดันผลเฉลี่ยเพลานี้ (break mean effective pressure) ดังนี้ :

$$bmep = w_b / \Delta v \quad (2.22)$$

หรือใช้งานบ่งชี้ เราจะได้ ความดันผลเฉลี่ยบ่งชี้ (indicated mean effective pressure)

$$imep = w_i / \Delta v \quad (2.23)$$

ซึ่งจำแนกได้เป็น ความดันผลเฉลี่ยบ่งชี้รวมยอด (gross indicated mean effective pressure) และ ความดันผลเฉลี่ยบ่งชี้สุทธิ (net indicated mean effective pressure)

$$(imep)_{gross} = (w_i)_{gross} / \Delta v \quad (2.24)$$

$$(imep)_{net} = (w_i)_{net} / \Delta v \quad (2.25)$$

ความดันผลเฉลี่ยสูบ (Pump mean effective pressure) (ซึ่งอาจมีค่าเป็นลบก็ได้)

$$pmep = w_{pump} / \Delta v \quad (2.26)$$

ความดันผลเฉลี่ยเสียดทาน (Friction mean effective pressure)

$$fmep = w_f / \Delta v \quad (2.27)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สมการดังต่อไปนี้แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าจำกัดความข้างบนนี้

$$nmep = gmep + pmep \quad (2.28a)$$

$$bmep = nmep - fmep \quad (2.28b)$$

$$bmep = \eta_m \cdot imep \quad (2.28c)$$

$$bmep = imep - fmep \quad (2.28d)$$

โดย: $nmep$ = ความดันผลเฉลี่ยสุทธิ

η_m = ประสิทธิภาพเชิงกลเชิงของเครื่องยนต์

เครื่องยนต์ที่จุดประกายไฟแบบไม่มีเครื่องช่วยประจุไอดีมีค่าความดันผลเฉลี่ยเพลลา (bmep) สูงสุดประมาณนั้น 850 ถึง 1050 kPa (120 ถึง 150 psi) ส่วนเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัด มีค่านี้นี้ประมาณ 700 ถึง 900 kPa (100 ถึง 130 psi) และหากใช้อุปกรณ์ช่วยประจุไอดีจะมีค่า bmep สูงสุดประมาณ 1000 ถึง 1200 kPa (145 ถึง 175 psi)

แรงบิดและกำลัง (TORQUE AND POWER)

แรงบิดคือตัวบ่งชี้ความสามารถในการทำงานของเครื่องยนต์ เป็นผลของแรงที่กระทำต่อแขนหมุน ซึ่งมีค่าความยาว จึงมีหน่วยเป็น N-m หรือ lb-ft

แรงบิด τ มีความสัมพันธ์กับงานดังนี้:

$$2\pi\tau = W_b = (bmep) \cdot V_d / n \quad (2.29)$$

โดย: W_b = งานเพลลาของการทำงาน 1 รอบ

V_d = ความจุของกระบอกสูบ

n = จำนวนรอบต่อหนึ่งวัฏจักร

สำหรับเครื่องยนต์วัฏจักรสองจังหวะ ซึ่งทำงานครบวัฏจักรในหนึ่งรอบ:

$$2\pi\tau = W_b = (bmep) \cdot V_d \quad (2.30)$$

$$\tau = (bmep) \cdot V_d / 2\pi \quad (2.31)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สำหรับเครื่องยนต์วัฏจักรสี่จังหวะ ซึ่งทำงานครบวัฏจักรในสองรอบ:

$$\tau = (bmep) \cdot V_d / 4\pi \quad (2.32)$$

เราใช้ความดันผลเฉลี่ยเพลลา (bmep) และงานเพลลา (W_b) ในสมการข้างบนนี้ เพราะเราวัดแรงบิดที่เพลลาข้อเหวี่ยงของเครื่องยนต์

เครื่องยนต์ของรถยนต์ยุคปัจจุบัน มีค่าแรงบิดสูงสุดประมาณ 200 ถึง 300 N-m ที่ความเร็วรอบประมาณ 4,000 ถึง 6,000 RPM เรนเรียกตำแหน่งที่เครื่องยนต์ให้แรงบิดสูงสุดว่า ความเร็วรอบแรงบิด (maximum brake torque speed หรือ MBT) เป้าหมายในการออกแบบเครื่องยนต์รถยนต์ยุคนี้ คือการทำให้กราฟเป็นเส้นราบ และมีค่าสูงทั้งช่วงความเร็วรอบสูงและความเร็วรอบต่ำ เครื่องยนต์ดีเซลมักมีแรงบิดสูงกว่าเครื่องยนต์เบนซินขนาดเดียวกัน ส่วนเครื่องยนต์ขนาดใหญ่ มักมีแรงบิดสูงและความเร็วรอบแรงบิดสูงสุด (MBT) อยู่ในย่านความเร็วรอบต่ำ

กำลัง (power) คือ อัตรางานต่อหน่วยเวลาของเครื่องยนต์ ถ้าให้ n = จำนวนรอบต่อหนึ่งวัฏจักร และ N = ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ เราจะได้:

$$\dot{W} = WN / n \quad (2.33)$$

$$\dot{W} = 2\pi N\tau \quad (2.34)$$

$$\dot{W} = (1/2n)(mep)A_p\bar{U}_p \quad (2.35)$$

$$\dot{W} = (mep)A_p\bar{U}_p / 4 \quad \text{วัฏจักร 4 จังหวะ} \quad (2.36)$$

$$\dot{W} = (mep)A_p\bar{U}_p / 2 \quad \text{วัฏจักร 2 จังหวะ} \quad (2.37)$$

โดยที่ \dot{W} = งานต่อวัฏจักร
 A_p = พื้นที่หน้าตัดลูกสูบรวมทุกสูบ
 \bar{U}_p = ความเร็วเฉลี่ย

เราสามารถกำหนดค่าจำกัดความของ กำลังเพลลา (brake power) กำลังบ่งชี้สุทธิ (net indicated power) กำลังบ่งชีรวบยอด (gross indicated power) กำลังสูบ (pumping power) ได้ ด้วยค่างานและความดันผลเฉลี่ยในสมการที่ 2.33 ถึง 2.37 ดังนี้

$$\dot{W}_b = \eta_m \dot{W}_i \quad (2.38)$$

$$(\dot{W}_i)_{net} = (\dot{W}_i)_{gross} - (\dot{W}_i)_{pump} \quad (2.39)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\dot{W}_b = \dot{W}_i - \dot{W}_f \quad (2.40)$$

โดยมี η_m เป็นค่าประสิทธิภาพเชิงกลของเครื่องยนต์

เราใช้ kW เป็นหน่วยของกำลัง แต่กำลังม้า (hp) ก็ยังเป็นหน่วยที่นิยมใช้กันอยู่

$$\begin{aligned} 1 \text{ hp} &= 0.7457 \text{ kW} = 2545 \text{ BTU/hr} = 550 \text{ ft-lbf/sec} \\ 1 \text{ kW} &= 1.341 \text{ hp} \end{aligned} \quad (2.41)$$

กำลังของเครื่องยนต์มีค่าตั้งแต่เพียงไม่กี่วัตต์จากเครื่องยนต์ของเครื่องบินเล็ก ไปจนถึงหลายพันวัตต์ต่อสูบของเครื่องยนต์ดีเซลและเครื่องยนต์ของเรือเดินสมุทร เครื่องยนต์ที่แพร่หลายในห้องคลาสิกมาก คือ ขนาด 1.5 ถึง 5 kW (2 ถึง 7 hp) ใช้สำหรับเครื่องยนต์รถยนต์ เลื่อยยนต์ ฯลฯ เครื่องยนต์ดีเซลที่ขายเรือขนาดเล็กรวมถึงกำลังระหว่าง 2 ถึง 40 kW (3 ถึง 50 hp) หรือมากกว่านี้สำหรับเครื่องยนต์ขนาดใหญ่ ส่วนเครื่องยนต์ของรถยนต์ยุคปัจจุบัน มีกำลังระหว่าง 40 ถึง 220 kW (50 ถึง 300 hp) ที่น่าสนใจก็คือ รถแข่งขนาดกลางที่ตัวถังถูกออกแบบตามหลักพลศาสตร์อากาศ ใช้กำลังเพียง 5 ถึง 6 kW (7 ถึง 8 hp) เท่านั้น ในการรักษาความเร็วคงที่ 88 กม./ชม. บนทางราบ

แรงบิดและกำลังเป็นฟังก์ชันของความเร็วรอบ ที่รอบต่ำแรงบิดจะเพิ่มเมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้น และเมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้นอีก แรงบิดจะเพิ่มจนถึงค่าสูงสุดแล้วลดลง เพราะยิ่งความเร็วรอบเพิ่มขึ้นไอดีจะยิ่งถูกประจุเข้ากระบอกสูบๆ ได้น้อยลง เนื่องจากเวลาที่ลิ้นไอดีเปิดสั้นลง

กำลังบ่งชี้ (indicated power) เพิ่มขึ้นตามความเร็วรอบของเครื่องยนต์ ส่วนกำลังเพลา (brake power) เพิ่มขึ้นตามความเร็วรอบจนถึงค่าสูงสุด แล้วลดลงเมื่อความเร็วรอบเพิ่มขึ้นอีกเพราะถูกหักล้างด้วยแรงเสียดทานภายในเครื่องยนต์ซึ่งเพิ่มขึ้นตามความเร็วรอบ และมีค่ามากโดยเฉพาะที่รอบสูง เครื่องยนต์ของรถยนต์นั่งส่วนใหญ่มีค่ากำลังเพลาสูงสุดที่ความเร็วรอบประมาณ 6,000 ถึง 7,000 RPM หรือประมาณ 1.5 เท่าของความเร็วรอบที่ให้แรงบิดสูงสุด

เราสามารถเพิ่มกำลังของเครื่องยนต์ โดยการเพิ่มความจุ ความดันเฉลี่ย และ/หรือความเร็วรอบ การเพิ่มความจุ ทำให้มวลและขนาดของเครื่องยนต์เพิ่มตามไปด้วย ซึ่งเป็นสิ่งไม่พึงประสงค์สำหรับการใช้งานในรถยนต์ ด้วยเหตุผลดังกล่าว เครื่องยนต์ของรถยนต์สมัยใหม่ จึงมีขนาดเล็กและทำงานที่รอบสูง และมักใช้อุปกรณ์ช่วยประจุไอดี เช่น เทอร์โบชาร์จเจอร์ หรือ ซูเปอร์ชาร์จเจอร์ เพื่อเพิ่มความดันเฉลี่ย เราสามารถเปรียบเทียบเครื่องยนต์ ด้วยวิธีต่างๆตามสมการต่อไปนี้

$$\text{กำลังสัมพัทธ์ (specific power)} \quad SP = W_b / A_p \quad (2.42)$$

$$\text{กำลังต่อความจุ(output per displacement)} \quad OPD = W_b/V_d \quad (2.43)$$

$$\text{ปริมาตรสัมพัทธ์(specific volume)} \quad SV = V_d/W_b \quad (2.44)$$

$$\text{น้ำหนักสัมพัทธ์(specific weight)} \quad SW = G/W_b \quad (2.45)$$

โดย: W_b = กำลังเพลลา

A_p = พื้นที่ขนาดตัดลูกสูบทุกสูบรวมกัน

V_d = ความจุ

G = น้ำหนักเครื่องยนต์

ค่าเหล่านี้มีความสำคัญสำหรับเครื่องยนต์ที่ใช้ขับเคลื่อนยานพาหนะ เช่น เรือ รถ และโดยเฉพาะเครื่องบิน ซึ่งต้องการให้น้ำหนักเบาที่สุด ในขณะที่น้ำหนักของเครื่องยนต์ไม่มีความสำคัญสำหรับเครื่องยนต์สถิติขนาดใหญ่

เครื่องยนต์ของรถยนต์สมัยใหม่ มีค่ากำลังเพลลาต่อความจุประมาณ 40 ถึง 80 kW/L เครื่องยนต์มอเตอร์ไซค์เล็กของฮอนด้ารุ่นหนึ่ง ซึ่งเป็นเครื่องยนต์แบบ วี-4 สูบ มีค่านี้สูงถึง 130 kW/L ค่ากำลังเพลลาต่อความจุของเครื่องยนต์วัฏจักร 2 จังหวะ ซึ่งสูงกว่าของเครื่องยนต์วัฏจักร 4 จังหวะประมาณ 40 % เป็นเหตุผลหนึ่งที่ทำให้มีการพยายามพัฒนาเครื่องยนต์นี้ เพื่อใช้กับรถยนต์อีก

ประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ (ENGINE EFFICIENCIES)

ช่วงเวลาสำหรับการสันดาปในแต่ละวัฏจักรของเครื่องยนต์นั้นสั้นมาก โมเลกุลของเชื้อเพลิงจึงไม่สามารถจับคู่กับโมเลกุลของออกซิเจนได้อย่างครบถ้วน และอุณหภูมิบางตำแหน่งก็ไม่เอื้อให้เกิดปฏิกิริยาดังกล่าวเสมอไปด้วย ดังนั้นเชื้อเพลิงส่วนหนึ่งจึงไม่ถูกเผาไหม้ และถูกคายออกจากเครื่องยนต์พร้อมกับไอเสีย เราจึงใช้ประสิทธิภาพการสันดาป (Combustion efficiency, η_c) ในการกำหนดสัดส่วนเชื้อเพลิงที่ถูกเผาไหม้ หากเครื่องยนต์ทำงานได้อย่างสมบูรณ์ในสภาวะปกติ η_c จะมีค่าระหว่าง 0.95 ถึง 0.98

สำหรับการทำงานต่อหนึ่งสูบและหนึ่งวัฏจักร ความร้อนที่ได้จากการสันดาป คือ :

$$Q_{in} = m_f Q_{HV} \eta_c \quad (2.46)$$

ที่ความเร็วรอบและโหลดคงที่:

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}_f Q_{HV} \eta_c \quad (2.47)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

และประสิทธิภาพความร้อน (thermal efficiency)

$$\eta_t = W / Q_m = \dot{W} / \dot{Q}_m = W / m_f Q_{HV} \quad \eta_c = \eta_f / \eta_c \quad (2.48)$$

โดย: W = งานต่อหนึ่งวัฏจักร

\dot{W} = กำลัง

m_f = มวลเชื้อเพลิงต่อหนึ่งวัฏจักร

\dot{m}_f = อัตราการไหลของมวลเชื้อเพลิง

Q_{HV} = ค่าความร้อนของเชื้อเพลิง

η_f = ประสิทธิภาพการแปลงพลังงานจากเชื้อเพลิง (คูสมการ 2.50)

เราสามารถกำหนดประสิทธิภาพความร้อนได้สองแบบ คือประสิทธิภาพความร้อนบ่งชี้ โดยการใช้กำลังบ่งชี้ หรือประสิทธิภาพความร้อนเพลลา โดยการใช้กำลังเพลลาแทนค่าในสมการ (2.48) และสัดส่วนของค่าทั้งสอง คือประสิทธิภาพเชิงกล η_m

$$\eta_m = (\eta_t)_b / (\eta_t)_i \quad (2.49)$$

ประสิทธิภาพความร้อนบ่งชี้ของเครื่องยนต์ทั่วไปมีค่าประมาณ 50% ถึง 60% ส่วนประสิทธิภาพความร้อนเพลลา ประมาณ 30% เครื่องยนต์ดีเซลหมุนช้าขนาดใหญ่ อาจมีประสิทธิภาพความร้อนเพลลา มากกว่า 50%

เรากำหนดประสิทธิภาพการแปลงพลังงานจากเชื้อเพลิงดังนี้

$$\eta_f = W / m_f Q_{HV} = \dot{W} / \dot{m}_f Q_{HV} \quad (2.50)$$

$$\eta_f = 1 / (\text{sfc}) Q_{HV} \quad (2.51)$$

เราสามารถเขียนสมการประสิทธิภาพความร้อนสำหรับหนึ่งสูบและหนึ่งวัฏจักร ได้ดังนี้

$$\eta_f = W / m_f Q_{HV} \eta_c \quad (2.52)$$

ซึ่งก็คือค่าประสิทธิภาพความร้อนในตำราอุณหพลศาสตร์ทั่วไปนั่นเอง บางตำราอาจเรียกว่า ประสิทธิภาพเอนทาลปี (enthalpy efficiency)

ความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงสัมพัทธ์เพลลา (SPECIFIC FUEL CONSUPTION)

กำหนดค่าความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงสัมพัทธ์เพลลา ดังนี้

$$sfc = \dot{m}_f / \dot{W} \quad (2.53)$$

โดย : \dot{m}_f = อัตราการไหลของเชื้อเพลิง

\dot{W} = กำลังของเครื่องยนต์

หากใช้กำลังเพลลาในการคำนวณ จะได้ ความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงสัมพัทธ์เพลลา (Brake specific fuel consumption)

$$bsfc = \dot{m}_f / \dot{W}_b \quad (2.54)$$

และถ้าใช้กำลังบ่งชี้ในการคำนวณ จะได้ ความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงสัมพัทธ์บ่งชี้ (Indicated brake specific fuel consumption)

$$isfc = \dot{m}_f / \dot{W}_i \quad (2.55)$$

บทที่ 3

การออกแบบและการคำนวณ

3.1 แนวทางการออกแบบกระเบื้องควาล์วแบบติดตั้งโรลเลอร์

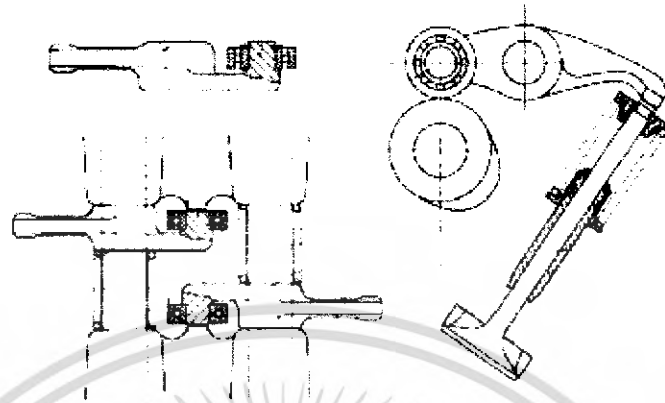
เริ่มแรกของการดำเนินขั้นตอนการออกแบบนั้น จะเริ่มจากการศึกษาจากสิทธิบัตรเป็นหลักเพื่อดูเป็นแนวทางการออกแบบ วัสดุที่ใช้ รวมไปถึงรูปแบบการผลิต จากนั้นจะทำการวางรูปแบบของลักษณะภายนอกอย่างคร่าวๆ เพื่อดูว่ากระเบื้องควาล์วที่ต้องการควรมีส่วนประกอบหลักเป็นอย่างไร Noriyuki Miyamura จากบริษัท มิทซูบิชิมอเตอร์ ได้จดสิทธิบัตรการออกแบบกระเบื้องควาล์วแบบติดตั้งโรลเลอร์ในปี 1988 โดยส่วนประกอบหลักจะประกอบไปด้วย กระเบื้องควาล์ว โรลเลอร์และแกนหมุนของโรลเลอร์ ดังรูปที่ 3.1 Miyamura ได้อธิบายไว้ว่า โรลเลอร์ที่ใช้เป็นแบบชนิดเข็ม โดยจะมีประกบแหวน 2 วง เพื่อช่วยรับแรงคานแนวแกนของโรลเลอร์ และแกนของโรลเลอร์นั้นจะทำมาจากเหล็กกล้าชุบแข็ง มีลักษณะเป็นทรงกระบอกกลวงขึ้นรูปเป็นทรงเรียวเพื่อยึดแน่นเข้ากับกระเบื้องควาล์ว โดยตัวกระเบื้องควาล์วจะทำมาจากอลูมิเนียมผสมผลิตโดยกรรมวิธีหล่อขึ้นรูป (Aluminum die casting) [8]



รูปที่ 3.1 ส่วนประกอบของกระเบื้องควาล์วแบบติดตั้งโรลเลอร์ของ Miyamura

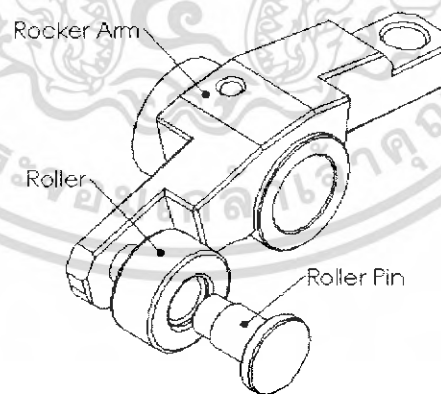
ในปี 1999 Abe Tokuo จากบริษัท ฮอนด้ามอเตอร์ ได้จดสิทธิบัตรในเรื่องเดียวกันนี้ โดยกระเบื้องควาล์วของ Tokuo นี้ถูกออกแบบเพื่อใช้งานกับรถจักรยานยนต์ 4 จังหวะที่มีขนาดของห้องควาล์วที่กะทัดรัด โดย

ส่วนประกอบที่สำคัญจะมีเพียง 2 ส่วนคือ กระจ์องกควาลัวที่มีแกนหมุนของโรลเลอร์ผลิตโดยกรรมวิธีขึ้นรูป และโรลเลอร์ชนิดลูกปืน โดยวงแหวนวงในของโรลเลอร์จะถูกสวนแน่นเข้ากับแกน [11] ดังรูปที่ 3.2



รูปที่ 3.2 ส่วนประกอบของกระจ์องกควาลัวแบบติดตั้งโรลเลอร์ของ Tokuo

จากการศึกษาสิทธิบัตรทั้งสอง และพิจารณาเนื้อที่ภายในห้องวาลัวของเครื่องชนิดอ้างอิง รูปร่างและส่วนประกอบโดยสังเขปจะเป็นไปตามรูปที่ 3.3 โดยกระจ์องกควาลัวจะถูกออกแบบขึ้นมาใหม่ให้มีลักษณะที่คล้ายคลึงกับของเดิม แต่จะเลี่ยงการผลิตโดยกรรมวิธีการตีและหล่อขึ้นรูป เนื่องจากจะต้องออกแบบแม่พิมพ์ขึ้นมาใหม่ สำหรับแกนหมุนของโรลเลอร์จะถูกออกแบบมาให้มีลักษณะเป็นสลักยึดเพื่อยึดแน่นเข้ากับกระจ์องกควาลัว และจะมีครีบบนเพื่อป้องกันไม่ให้โรลเลอร์หลุดออกจากแกนหมุน ในส่วนของโรลเลอร์และความปลอดภัยในการรับแรงต่างๆ ของส่วนประกอบจะถูกกล่าวไว้ในหัวข้อถัดไป



รูปที่ 3.3 ส่วนประกอบและเค้าโครงภายนอกของกระจ์องกควาลัวที่ออกแบบใหม่

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

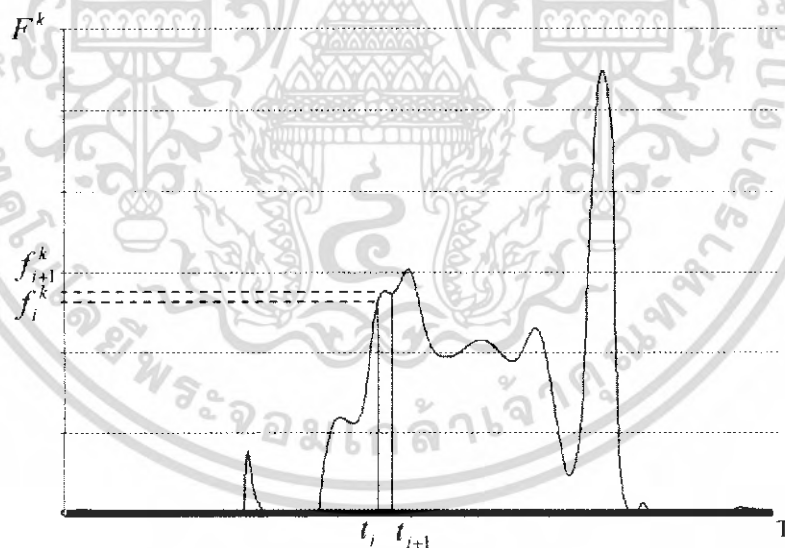
3.2 การเลือกโรลเลอร์สำหรับเครื่องคว่ำ

สำหรับการประยุกต์ใช้งานโรลเลอร์แบร์ริงเพื่อใช้เป็นตัวตามลูกเบี้ยวในระบบเปิด-ปิดวาล์วของเครื่องยนต์จะอาศัยหลักการเลือกแบร์ริงภายใต้สภาวะแรงกระทำที่มีการเปลี่ยนแปลงเป็นคาบเวลาอย่างต่อเนื่อง โดยจะพิจารณาโรลเลอร์แบร์ริงที่มีจำหน่ายอยู่ตามท้องตลาด แล้วนำค่าแรงพลวัตประเมนของแบร์ริงจากรายการสินค้าของบริษัทผู้ผลิตแบร์ริงมาใช้คำนวณเปรียบเทียบหาค่าอายุการใช้งานในสภาวะแรงกระทำที่กำหนด โดยจะเริ่มจากการระบุค่าแรงกระทำระหว่างโรลเลอร์กับลูกเบี้ยว โดยการจำลองสถานการณ์การทำงานของระบบวาล์วออกมาเป็นแผนภาพ และใช้การประมาณค่าของการอินทิเกรตเพื่อประมาณค่าแรงสมมูลที่กระทำกับโรลเลอร์แบร์ริง จากนั้นจึงเข้าสู่การคำนวณเพื่อเลือกขนาดของโรลเลอร์แบร์ริงต่อไป

จากรูปที่ 18ก และ 19ก ในภาคผนวก ก. แสดงแรงที่กระทำกับโรลเลอร์ในช่วงที่เพลาลูกเบี้ยวหมุนครบ 1 รอบ โดยข้อมูลในกราฟจะถูกแบ่งเป็น 500 ส่วนเพื่อใช้ในการประมาณค่าในการอินทิเกรต จากสมการที่ 2.17 จะทำการแปลงสมการโดยใช้การอินทิเกรตเทียบกับเวลา ดังนี้

$$F_{cq} = \left[\frac{1}{T} \int_0^T F^k dt \right]^{1/k} \quad (3.1)$$

และใช้การประมาณค่าการอินทิเกรตโดยวิธีสี่เหลี่ยมคางหมู (The Trapezoidal Rule) ดังแสดงในรูปที่ 3.4



รูปที่ 3.4 แผนภาพแสดงการประมาณค่าการอินทิเกรต

ดังนั้น สมการที่ 3.1 จะถูกเขียนใหม่เป็น

$$F_{eq} = \left[\frac{1}{T} \sum_{i=0}^{500} \frac{f_i^k + f_{i+1}^k}{2} \cdot (t_{i+1} - t_i) \right]^{1/k} \quad (3.2)$$

โดยที่ ความเร็วรอบของเพลาลูกเบี้ยวที่ 4000 รอบต่อนาที ภายเวลาของแรงกระทำ, T มีค่าเท่ากับ 0.015 วินาที ดังนั้น $t_{i+1} - t_i$ จะมีค่าเท่ากับ 0.00003 วินาที และสำหรับโรลเลอร์แบร์ริง k จะมีค่าเท่ากับ 10/3 เมื่อนำชุดข้อมูลจากการจำลองสถานการณ์ทั้งสองในภาคผนวก ก มาประมาณค่าการอินทิเกรตโดยสมการที่ 3.2 ในโปรแกรม Excel จะสามารถประมาณค่าแรงสมมูลที่กระทำกับโรลเลอร์ได้ดังนี้

$$\begin{aligned} F_{eq, Intake, 4000 rpm} &\approx 422 \text{ นิวตัน และ } F_{eq, Exhaust, 4000 rpm} \approx 395.3 \text{ นิวตัน} \\ F_{eq, Intake, 3000 rpm} &\approx 373.4 \text{ นิวตัน และ } F_{eq, Exhaust, 3000 rpm} \approx 380.9 \text{ นิวตัน} \\ F_{eq, Intake, 2000 rpm} &\approx 370.9 \text{ นิวตัน และ } F_{eq, Exhaust, 2000 rpm} \approx 375 \text{ นิวตัน} \\ F_{eq, Intake, 1000 rpm} &\approx 379.1 \text{ นิวตัน และ } F_{eq, Exhaust, 1000 rpm} \approx 380.7 \text{ นิวตัน} \end{aligned}$$

เลือกใช้ค่าแรงสมมูล 422 นิวตันในการเลือกโรลเลอร์ โดยใช้ตัวประกอบแรงจากตารางที่ 2.3 สำหรับโรลเลอร์แบร์ริงที่รับแรงกระทำอย่างหนัก และคำนวณอายุการใช้งานของแบร์ริง จากสมการที่ 2.18 ดังนี้

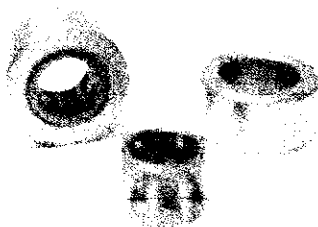
$$L_{10} = \left(\frac{C}{2 \cdot 422} \right)^{\frac{10}{3}}$$

สำหรับค่าแรงพลวัตประเมินนั้น จะเลือกจากรายการสินค้าจากบริษัทที่เอชเคตามทีแสดงในภาคผนวก ง โดยจะเริ่มพิจารณาจากรหัสสินค้า RNAS-5 ซึ่งเป็นโรลเลอร์ที่มีขนาดเล็กที่สุด มีค่าแรงพลวัตประเมิน เท่ากับ 2.74 กิโลนิวตัน จะสามารถคำนวณหาอายุการใช้งานได้ดังนี้

$$L_{10} = \left(\frac{2740}{2 \cdot 422} \right)^{\frac{10}{3}} = 50.66 \text{ ล้านรอบ}$$

เมื่อคิดอายุการใช้งานเป็นชั่วโมงการทำงาน ที่ความเร็วรอบของเพลาลูกเบี้ยว 4000 รอบต่อนาที โดยโรลเลอร์จะหมุนได้ 2.45 รอบเมื่อเพลาลูกเบี้ยวหมุนครบ 1 รอบ กรณีไม่พิจารณาการสั่นไถลระหว่างหน้าสัมผัสโรลเลอร์จะสามารถทำงานติดต่อกันได้ 87.9 ชั่วโมง ซึ่งเพียงพอกับความต้องการสำหรับโครงการนี้

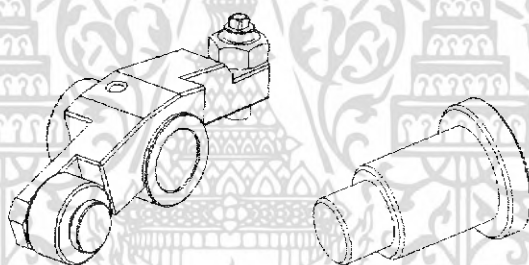
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.5 ลักษณะของโรลเลอร์ RAST-5 จากบริษัททีเอชเค

3.3 การออกแบบสลักยึดโรลเลอร์

การติดตั้งตัวตามลูกเบี้ยวให้สามารถประยุกต์ใช้งานได้กับกระเดื่องวาล์วที่ออกแบบไว้ ต้องอาศัยการยึดด้วยสลักที่มีลักษณะเป็นแกนหมุน และชิ้นส่วนนี้จะเกิดความเสียหายได้ง่ายเนื่องจากความล้าที่เกิดจากแรงกระทำซ้ำในทิศทางเดียว ดังนั้นจึงต้องทำการออกแบบสลักยึดโดยวิธีวิเคราะห์ความเสียหายเนื่องจากความล้า และเลือกวัสดุที่เหมาะสมกับการใช้งาน

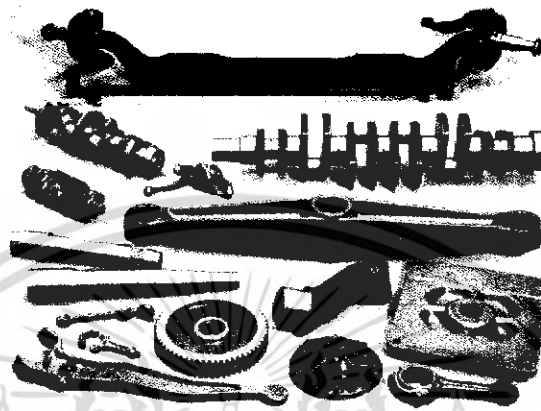


รูปที่ 3.6 การติดตั้งตัวตามลูกเบี้ยวและสลักยึดแบบแกนหมุน

การหาค่าแรงกระทำระหว่างเพลา ลูกเบี้ยว และกระเดื่องกวาล์วสามารถทำได้หลายวิธีสำหรับโครงการนี้จะใช้การจำลองสถานการณ์ในคอมพิวเตอร์ด้วยโปรแกรมประยุกต์ทางวิศวกรรม COSMOSMotion เพื่อจำลองการทำงานของระบบวาล์ว เพื่อความสะดวกและประหยัดเวลาในการดำเนินงาน ขั้นตอนของการออกแบบจะเริ่มจากการกำหนดรูปร่างของสลักยึดอย่างคร่าวๆ โดยส่วนที่เป็นแกนหมุนจะใช้ขนาดและพิถีพิถันตามที่บริษัทผู้ผลิตเบร็งแนะนำไว้ และส่วนที่เป็นแกนยึดแน่นเข้ากับกระเดื่องกวาล์วจะทำการคำนวณหาขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางโดยใช้วิธีวิเคราะห์ความเสียหายเนื่องจากความล้าเพื่อเพิ่มความปลอดภัยให้แก่ชิ้นงาน

เมื่อพิจารณาวัสดุที่จะนำมาผลิตชิ้นส่วนที่มีจำหน่ายตามท้องตลาด จึงตัดสินใจเลือกใช้ JIS SCM-440 (AISI-4140) เหล็กคาร์บอนปานกลาง มีโครเมียมและโมลิบดีนัมผสม ทำให้มีความเหนียวและทนแรงดึงสูง ชุบแข็งได้หลายวิธี หลังการชุบแข็งสามารถทนแรงดึง (Tensile Strength) ได้ถึง 100 kgf/mm^2 ,ทนแรงดึงต่อ

การยืดตัว (Yield Strength) ได้ 85 kgf/mm^2 และความแข็งหลังการอบชุบ (Tempered) มีค่าอยู่ที่ 285 - 352 HB (29.9 - 37.9 HRC) เหมาะสำหรับทำเพลาล้อเก้านสูบ เพลาข้อเหวี่ยง เฟืองเพลา บูรรับเพลา เพลาขับ แกน เฟืองขับ ชิ้นส่วนรถยนต์ทั่วไป ชิ้นส่วนอื่น ๆ ที่ทำงานในลักษณะคล้ายกัน และชิ้นส่วนเครื่องจักรต่าง ๆ (ข้อมูลจาก บริษัท กรุงเทพเหล็กกล้าจำกัด)



รูปที่ 3.7 ตัวอย่างการใช้งานของเหล็กกล้าผสม SCM-440

จากข้อมูลเบื้องต้นของเหล็กกล้าผสม SCM-440 สามารถประมาณค่าความทนทานต่อแรงดึง และความทนต่อการยืดตัว ได้ดังนี้ ความทนต่อแรงดึงสูงสุด, $S_{uc} = 100 \times 9.807 = 980.7$ นิวตันต่อตารางมิลลิเมตร และความทนทานต่อการยืดตัว, $S_y = 85 \times 9.807 = 833.6$ นิวตันต่อตารางมิลลิเมตร เมื่อชิ้นงานถูกกระทำด้วยความเค้นที่มีการเปลี่ยนแปลงอันเป็นสาเหตุของความเสียหายเนื่องจากความล้า จากสมการที่ 2.1 ค่าขีดจำกัดความทนทานต่อความล้าจะสามารถประมาณได้ดังนี้

$$\begin{aligned} \text{สำหรับ } S_{uc} < 1460 \text{ MPa} \text{ จะได้ } S'_c &= 0.504 \cdot S_{uc} \\ &= 0.504 \cdot 980.7 \text{ N/mm}^2 \\ &= 494.3 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

จากสมการที่ 2.2 และ ตารางที่ 2.1 สำหรับชิ้นงานที่ผ่านการตัด กลึงและเจียรระไน ตัวประกอบของผิวงานจะมีค่าดังนี้

$$k_a = 4.51 \cdot 980.7^{-0.256} = 0.7733$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลางของแกนสลักสำหรับยึดแน่นมีค่าไม่เกิน 7 มิลลิเมตร ดังนั้น ค่าตัวประกอบของขนาดจะประมาณค่าจากสมการที่ 2.3 2.4 และ 2.5 สำหรับชิ้นงานที่มีลักษณะเป็นเพลากลม และไม่มีการหมุนขณะใช้งาน จะมีค่าดังนี้

$$d_c = 0.370 \cdot 7 = 2.59 \text{ mm.}$$

$$k_b = 1.24 \cdot 2.59^{-0.107} = 1.12$$

จากสมการที่ 2.6 ค่าตัวประกอบของอุณหภูมิ กรณีที่ชิ้นงานทำงานภายใต้อุณหภูมิสูงประมาณ 100 องศาเซลเซียส หรือประมาณ 212 องศาฟาเรนไฮต์ สามารถประมาณค่าได้ดังนี้

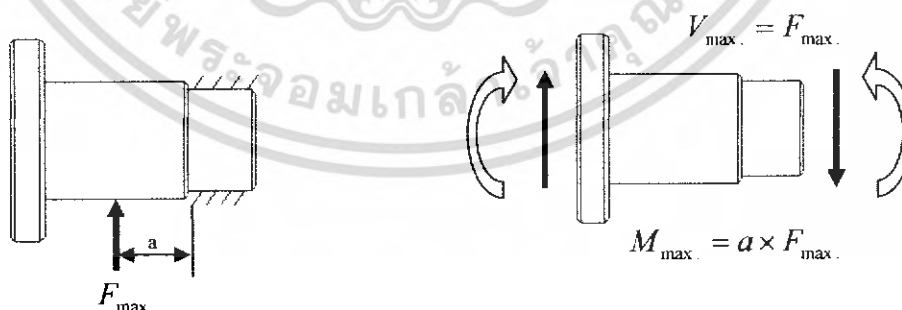
$$k_d = 0.975 + 0.432(10^{-3})(212) - 0.115(10^{-5})(212)^2 + 0.104(10^{-8})(212)^3 - 0.595(10^{-12})(212)^4$$

$$k_d = 1.02$$

ดังนั้น ค่าขีดจำกัดความทนทานเนื่องจากความล้าของชิ้นงานสามารถหาค่าโดยประมาณสำหรับการออกแบบได้จากสมการที่ 2.7

$$S_c = 0.7733 \times 1.12 \times 1.02 \times 494.3 = 436.67 \text{ N/mm}^2$$

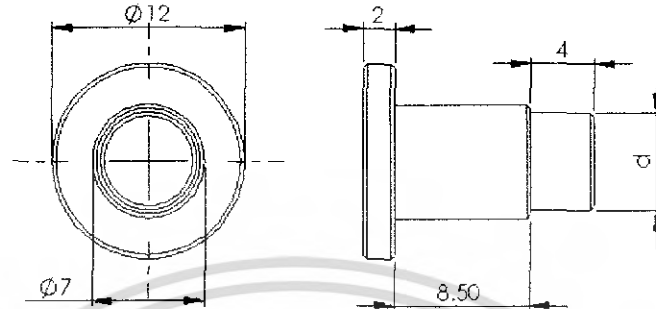
เมื่อพิจารณาถึงลักษณะการรับแรงของสลักยึดโรลเลอร์ จะมีแรงกระทำที่เกิดจากหน้าสัมผัสระหว่างตัวตามลูกเบี้ยวและลูกเบี้ยว ดังนั้นขนาดของแรงจะขึ้นอยู่กับความเร็วรอบของเครื่องยนต์ ในการออกแบบจะเลือกใช้ขนาดของแรงที่มีค่าสูงสุด เพื่อพิจารณาความเค้นที่เกิดภายในชิ้นงาน แล้วจึงใช้การวิเคราะห์ความเสียหายเนื่องจากความล้ามาช่วยในการตัดสินใจเลือกขนาดของแกนยึด



รูปที่ 3.8 แผนภาพแรงและโมเมนต์ตัดที่กระทำกับสลักยึดโรลเลอร์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากการเลือกขนาดของโรลเลอร์ที่จะนำมาประยุกต์ใช้นั้น ทำให้สามารถกำหนดขนาดของแกนหมุนและความยาวของแกนหมุนได้ โดยดูจากข้อแนะนำและรายการสินค้าของบริษัทผู้ผลิตในภาคผนวก ง ซึ่งขนาดที่ได้ ออกแบบไว้จะเป็นดังรูปที่ 3.9



รูปที่ 3.9 ขนาดของสลักยึดโรลเลอร์ที่ออกแบบไว้เบื้องต้น

การหาค่าแรงกระทำสูงสุด จะใช้การประมาณค่าจากจำลองสถานการณ์ของระบบปิด-เปิดวาล์วไอดีซึ่งจะมีระยะยกตัวของวาล์วสูงสุดอยู่ที่ 6.5 มิลลิเมตร โดยระบบอย่างง่ายจะประกอบไปด้วย เฟลาตุกเบี้ยว กระเดื่อง กวาล์ว วาล์วไอดี และ สปริงแบบเชิงเส้นซึ่งจะมีค่าคงที่สมมูลของสปริงเท่ากับ 33.31 นิวตันต่อมิลลิเมตร และมีแรงภายในขณะเริ่มต้นเท่ากับ 294.5 นิวตัน จากผลการจำลองสถานการณ์ในรูปที่ 18 จากภาคผนวก ก แรงกระทำสูงสุด, F_{\max} เมื่อเฟลาตุกเบี้ยวมีความเร็ว 4000 รอบต่อนาที มีค่าประมาณ 1096.4 นิวตัน เพราะฉะนั้น จากแผนภาพแรงอย่างง่ายในรูปที่ 3.8 สามารถคำนวณค่าต่างๆ ได้ดังนี้

โมเมนต์คัตสูงสุด
$$M_{\max} = \frac{8.5}{2} \times 1096.4 = 4659.7 \text{ N}$$

แรงเฉือนสูงสุด
$$V_{\max} = F_{\max} = 1096.4 \text{ N}$$

ค่าความเค้นสูงสุดที่เกิดจากโมเมนต์คัต
$$\begin{aligned} \sigma_{b,\max} &= \frac{M_{\max} \cdot c}{I} \\ &= \frac{4659.7 \times \frac{d}{2}}{\frac{\pi}{64} d^4} \\ &= \frac{47463.3}{d^3} \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ค่าความเค้นเฉือนสูงสุด

$$\begin{aligned}\tau_{\max} &= \frac{V_{\max.}}{A} \\ &= \frac{1096.4}{\frac{\pi}{4}d^2} \\ &= \frac{1396}{d^2} \quad N/mm^2\end{aligned}$$

ค่าความเค้นส่วนเปลี่ยน

$$\begin{aligned}\sigma_a &= \frac{\sigma_{\max.} - \sigma_{\min.}}{2} \\ &= \frac{\frac{47463.3}{d^3} - 0}{2} \\ &= \frac{23731.65}{d^3} \quad N/mm^2\end{aligned}$$

ค่าความเค้นเฉลี่ย

$$\begin{aligned}\sigma_m &= \frac{\sigma_{\max.} + \sigma_{\min.}}{2} \\ &= \frac{\frac{47463.3}{d^3} + 0}{2} \\ &= \frac{23731.65}{d^3} \quad N/mm^2\end{aligned}$$

ค่าความเค้นเฉือนส่วนเปลี่ยน

$$\begin{aligned}\tau_a &= \frac{\tau_{\max.} - \tau_{\min.}}{2} \\ &= \frac{\frac{1396}{d^2} - 0}{2} \\ &= \frac{698}{d^2} \quad N/mm^2\end{aligned}$$

ค่าความเค้นเฉือนเฉลี่ย

$$\begin{aligned}\tau_m &= \frac{\tau_{\max.} + \tau_{\min.}}{2} \\ &= \frac{\frac{1396}{d^2} + 0}{2} \\ &= \frac{698}{d^2} \quad N/mm^2\end{aligned}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ค่าความเค้นส่วนเปลี่ยนสมมูล $\sigma'_a = (\sigma_a^2 + 3\tau_a^2)^{1/2}$

$$= \left[\left(\frac{23731.65}{d^3} \right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{698}{d^2} \right)^2 \right]^{1/2} \text{ N/mm}^2$$

ค่าความเค้นเฉลี่ยสมมูล $\sigma'_m = (\sigma_m^2 + 3\tau_m^2)^{1/2}$

$$= \left[\left(\frac{23731.65}{d^3} \right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{698}{d^2} \right)^2 \right]^{1/2} \text{ N/mm}^2$$

สำหรับการออกแบบสลักยึดโรลเลอร์ในโครงงานนี้จะเลือกใช้ค่าความปลอดภัยเนื่องจากความล้า, n_f เท่ากับ 3 ดังนั้น สมการสำหรับการวิเคราะห์หาค่าขนาดที่เหมาะสมของสลักยึดจะเป็นดังนี้

$$3 = \frac{1}{2} \left[\frac{980.7}{\left[\left(\frac{23731.65}{d^3} \right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{698}{d^2} \right)^2 \right]^{1/2}} \right]^2 \frac{\left[\left(\frac{23731.65}{d^3} \right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{698}{d^2} \right)^2 \right]^{1/2}}{436.67} \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2 \times 436.67}{980.7} \right)^2} \right]$$

$$3 = \frac{412.9325}{\left[\left(\frac{23731.65}{d^3} \right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{698}{d^2} \right)^2 \right]^{1/2}}$$

$$d \approx 5.64 \text{ mm}$$

ดังนั้น ขนาดของสลักยึดจึงเลือกใช้เป็น 6 มิลลิเมตร และรายละเอียดต่างๆ จะปรากฏอยู่ในภาคผนวก ค.

รูปที่ 3.10 สลักยึดโรลเลอร์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.4 การวิเคราะห์ความปลอดภัยสำหรับกระเบื้องควาลั่ว

การออกแบบลักษณะรูปร่างของกระเบื้องควาลั่วนั้นมีความยากลำบากอยู่ไม่น้อยเนื่องจาก ขนาดของห้องควาลั่วที่มีจำกัด ขนาดของโรลเลอร์ที่จะนำมาประยุกต์ใช้และลักษณะการผลิตชิ้นงานที่แตกต่างไปจากเดิม ซึ่งจะเลือกใช้การตัดแต่งชิ้นงานด้วยเครื่องซีเอ็นซีแทนที่จะเป็นงานตีขึ้นรูปเหมือนชิ้นงานเดิม เพื่อความง่ายและรวดเร็วในการดำเนินงาน เริ่มแรกของการออกแบบนั้นจะทำการวัดขนาดและมิติต่างๆ ของกระเบื้องควาลั่วแบบเดิม เพื่อเป็นพื้นฐานในการออกแบบลักษณะภายนอกของกระเบื้องควาลั่วแบบติดตั้งโรลเลอร์ จากนั้นจะทำการพิจารณาถึงวัสดุที่จะนำมาผลิตขึ้นรูปเป็นชิ้นงาน และจะทำการวิเคราะห์การรับแรงภายใต้สภาวะการทำงานที่กำหนดไว้โดยใช้การจำลองสถานการณ์บนคอมพิวเตอร์เนื่องจากลักษณะภายนอกของกระเบื้องควาลั่วมีความซับซ้อนและยากที่จะวิเคราะห์ความเค้นโดยวิธีทั่วไป



รูปที่ 3.11 กระเบื้องควาลั่วแบบเก่าที่ผลิตโดยวิธีตีขึ้นรูป

รูปที่ 3.12 ขนาดและมิติโดยสังเขปของกระเบื้องควาลั่วแบบใหม่

วัสดุที่จะนำมาใช้ จะใช้ชนิดเดียวกันกับสลักยึดคือ JIS SCM-440 เนื่องจากขณะทำงานกระเบื้องควาลั่วและสลักยึดโรลเลอร์จะมีแรงกระทำซึ่งกันและกัน และเพื่อไม่ให้ความเสียหายเกิดขึ้นที่กระเบื้องควาลั่ว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เพราะมีการผลิตที่ยู่ยากกว่า จึงควรเลือกวัสดุที่ใช้ทำกระดิ่งควาล์วชนิดเดียวกันกับสลักยึดโรลเลอร์ หรือ วัสดุที่มีความแข็งแรงกว่า การพิจารณาแรงกระทำที่มากกระทำกับกระดิ่งควาล์วขณะทำงานโดยใช้ คอมพิวเตอร์เข้ามาช่วยนั้น ก่อนอื่นจะต้องทำการวัดค่าทางกายภาพต่างๆ ก่อนไม่ว่าจะเป็น ค่าความแข็งแรง ความยาวและแรงภายในเริ่มต้นของสปริง แผนภาพการยกตัวของวาล์ว การวางตำแหน่งของแกนกระดิ่งควาล์วและเพลตลูกเบี้ยว ซึ่งทั้งหมดนี้จะถูกนำไปใช้เป็นข้อมูลพื้นฐานในการสร้างแบบจำลองของระบบปิด-เปิดวาล์วบนคอมพิวเตอร์ โดยจะเลือกใช้โปรแกรมประยุกต์ทางวิศวกรรม COSMOSMotion เพื่อสร้างการเคลื่อนไหวในจังหวะเปิด-ปิดวาล์วในภาคผนวก ก แล้วจึงเลือกจังหวะที่มีค่าความเค้นสมมูลสูงสุดมาพิจารณา โดยใช้โปรแกรม COSMOSWorks จากนั้นจึงวิเคราะห์ค่าความปลอดภัยสำหรับความเสียหายเนื่องจาก เนื่องจากความล้าต่อไป

จากรูปที่ 22ก ภาคผนวก ก แสดงผลจากการวิเคราะห์ความเค้นสมมูล(von Mises stress) ที่เกิดขึ้นบน ชิ้นงานในจังหวะแรงกระทำระหว่างลูกเบี้ยวกับ โรลเลอร์มีค่าสูงสุดขณะทำงานที่อุณหภูมิ 100 องศาเซลเซียส ซึ่งความเค้นสูงสุดจะมีค่าเท่ากับ 305.7 นิวตันต่อตารางมิลลิเมตร

ค่าขีดจำกัดของชิ้นงาน จะสามารถประมาณได้จากสมการที่ 2.1 โดยค่าตัวประกอบสำหรับปรับแก้ นั้นจะมีเพียงสองส่วนเท่านั้นคือ ตัวประกอบของผิวงาน และตัวประกอบของอุณหภูมิ ดังนี้

จากสมการที่ 2.2 ตัวประกอบของผิวงานสำหรับงานตัดแต่งขึ้นรูป

$$k_d = 4.51 \times 980.7^{-0.256} = 0.7733$$

จากสมการที่ 2.6 ตัวประกอบของอุณหภูมิที่สภาวะ 100 องศาเซลเซียส มีค่าดังนี้

$$k_t = 0.975 + 0.432(10^{-3})(212) - 0.115(10^{-5})(212)^2 + 0.104(10^{-8})(212)^3 - 0.595(10^{-12})(212)^4$$

$$k_t \approx 1.02$$

ดังนั้น ค่าขีดจำกัดความทนทานจะสามารถประมาณได้ดังนี้

$$S_e = 0.7733 \times 1.02 \times 0.504 \times 980.7 = 389.866 \quad N/mm^2$$

จากการวิเคราะห์ความเค้นโดยใช้คอมพิวเตอร์ ทำให้ทราบว่าขณะที่อยู่ในสภาวะทำงานที่ความเร็วรอบเพลาลูกเบี้ยว 4000 รอบต่อนาที จะเกิดความเค้นสมมูลสูงสุดขึ้นที่ชิ้นงานประมาณ 305.7 นิวตันต่อตารางมิลลิเมตร และความเค้นสมมูลต่ำสุดมีค่าประมาณเท่ากับ 0 ดังนั้น จากสมการที่ 2.8 และ 2.9 จะได้

ความเค้นสมมูลส่วนเปลี่ยน (Equivalence stress amplitude)

$$\begin{aligned}\sigma'_s &= \frac{\sigma'_{\max} - \sigma'_{\min}}{2} \\ &= \frac{305.7 - 0}{2} \\ &= 152.85 \text{ N/mm}^2\end{aligned}$$

ความเค้นสมมูลเฉลี่ย (Equivalence mean stress)

$$\begin{aligned}\sigma'_m &= \frac{\sigma'_{\max} + \sigma'_{\min}}{2} \\ &= \frac{305.7 + 0}{2} \\ &= 152.85 \text{ N/mm}^2\end{aligned}$$

ดังนั้นค่าความปลอดภัยเนื่องจากความล้าจะสามารถคำนวณได้จากตารางที่ 2.2 ดังนี้

$$\begin{aligned}n_f &= \frac{1}{2} \left(\frac{980.7}{152.85} \right)^2 \frac{152.85}{389.866} \left[-1 + \sqrt{1 + \left(\frac{2 \times 389.866}{980.7} \right)} \right] \\ n_f &\approx 2.74\end{aligned}$$

ในสภาวะการทำงานที่กำหนด ชิ้นงานจะมีค่าความปลอดภัยเนื่องจากความล้าเท่ากับ 2.74 โดยรายละเอียดของชิ้นงานทั้งหมดจะแสดงอยู่ในภาคผนวก ก.



รูปที่ 3.13 กระดิ่งกวดวาล์วแบบใหม่

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.4 พิกัดงานสวมและการผลิตกระเดื่องควาล้วแบบติดตั้งโรลเลอร์

งานทางวิศวกรรมเครื่องกลที่เกี่ยวข้องกับการผลิตและขึ้นรูปชิ้นส่วนนั้น จำเป็นต้องมีการกำหนด พิกัดความเผื่อลงในแบบ เนื่องจากมีความเป็นไปได้ยากที่จะสามารถผลิตชิ้นงานได้ตามตัวเลขที่กำหนดลงในแบบ ซึ่งพิกัดความเผื่อสำหรับการผลิตชิ้นงานจะกำหนดในลักษณะของช่วงตัวเลขที่ยอมรับได้ และความกว้างของช่วงตัวเลขก็จะขึ้นอยู่กับขนาดของชิ้นงาน การสวมกันระหว่างชิ้นงานสองชิ้น เช่น เฟลากับรู เป็นงานอีกลักษณะหนึ่งที่จะต้องระบุค่าตัวเลขที่ยอมรับได้ทั้งขนาดของรูและเฟลา ซึ่งเรียกว่า พิกัดงานสวม เพื่อให้ลักษณะของการสวมกันของชิ้นงานเป็นไปตามเกณฑ์ที่กำหนดไว้

จากระบบงานสวมตามมาตรฐาน JIS B0401 ในภาคผนวก ข. ได้แนะนำค่าความเผื่อในการผลิตรู และเฟลาในลักษณะงานสวมแบบต่างๆ โดยจะแบ่งลักษณะงานสวมออกเป็น 3 ส่วนคือ สวมคลอน สวมพอดี และสวมอัด ซึ่งจะแทนค่าช่วงตัวเลขที่ยอมรับได้เป็นตัวอักษรภาษาอังกฤษโดยตัวพิมพ์เล็กจะหมายถึงความเผื่อของเฟลา และตัวพิมพ์ใหญ่จะหมายถึงความเผื่อของรู

สำหรับการประกอบกระเดื่องควาล้วแบบติดตั้งโรลเลอร์ที่ได้ออกแบบมานั้น ระบบพิกัดงานสวมมีความสำคัญอย่างมากในการให้ขนาดในแบบ โดยจะกำหนดลักษณะงานสวมของชิ้นส่วนต่างๆ ไว้ดังนี้

1. ลักษณะงานสวมระหว่างโรลเลอร์และสลักยึดโรลเลอร์ จะใช้ค่าที่แนะนำจากรายการสินค้าจากบริษัท ทีเอชเค ในภาคผนวก ง โดยกำหนดไว้ว่า สำหรับโรลเลอร์ที่ไม่มีแหวนวงใน ค่าพิกัดความเผื่อของเฟลาที่จะใช้เป็นแกนหมุนของโรลเลอร์ คือ $k5$ และ $k6$ ดังนั้นเมื่อดูจากขนาดรูในของโรลเลอร์ RNAST-5 ที่มีค่าเท่ากับ 7 มิลลิเมตร และพิกัดความเผื่อเป็น $F6$ หรือ $7^{+0.022}_{+0.013}$ มิลลิเมตร จึงเลือกพิกัดของแกนหมุนโรลเลอร์เป็น $k6$ ช่วงตัวเลขของขนาดจะเป็น $7^{+0.010}_{-0.001}$ มิลลิเมตร
2. ลักษณะงานสวมระหว่างสลักยึดโรลเลอร์และกระเดื่องควาล้ว ชิ้นส่วนทั้งสองชิ้นนี้จะถูกออกแบบให้ยึดแน่นกันและไม่สามารถถอดออกได้โดยง่าย ดังนั้นจึงต้องเลือกลักษณะงานสวมอยู่ในเกณฑ์ของการสวมอัดในลักษณะของสวมยึดแน่นซึ่งจะใช้ความเผื่อที่ $H7-p6$ โดยขนาดของงานจะอยู่ที่ 6 มิลลิเมตร หรือขนาดของรูและเฟลาเป็น $6^{+0.012}_{+0}$ และ $6^{+0.020}_{+0.012}$ มิลลิเมตร
3. ลักษณะงานสวมระหว่างกระเดื่องควาล้วและแกนกระเดื่อง สำหรับแกนกระเดื่องนั้นจะใช้ของเดิมที่มีอยู่ก่อนแล้ว ซึ่งมีขนาดเท่ากับ 11.984 มิลลิเมตร งานสวมระหว่างสองชิ้นนี้จะอยู่ในเกณฑ์ของการสวมคลอนในลักษณะของสวมพอดีสำหรับการหมุน โดยจะเลือกใช้ค่าแนะนำที่ $H7-f7$ และขนาดงานอ้างอิงที่ 12 มิลลิเมตร ดังนั้นขนาดของรูสำหรับแกนกระเดื่องจะมีค่าเป็น $12^{+0.018}_{+0}$ มิลลิเมตร ซึ่งจะมีช่วงของระยะคลอนอยู่ที่ 0.016 ถึง 0.034 มิลลิเมตร

สำหรับลักษณะผิวของชิ้นงานและค่าความแข็ง จะใช้เพียงผิวชุบแข็งชิ้นงานที่ 30 HRC (Hardness Rockwell Scale C) ซึ่งจะทำให้ชิ้นงานมีค่าความทนต่อแรงดึงสูงสุดอยู่ที่ประมาณ 971 นิวตันต่อตาราง

มิลลิเมตร ซึ่งมีค่าใกล้เคียงกับค่าที่ใช้ในการออกแบบ โดยความละเอียดผิวจะไม่ถูกกำหนดลงในแบบ เนื่องจากจะทำให้มีค่าใช้จ่ายที่สูงในการผลิต



รูปที่ 3.14 ภาพตัดประกอบของกระเดื่องควาล์วแบบติดตั้งโรตเตอร์



รูปที่ 3.15 กระเดื่องควาล์วแบบติดตั้งโรตเตอร์

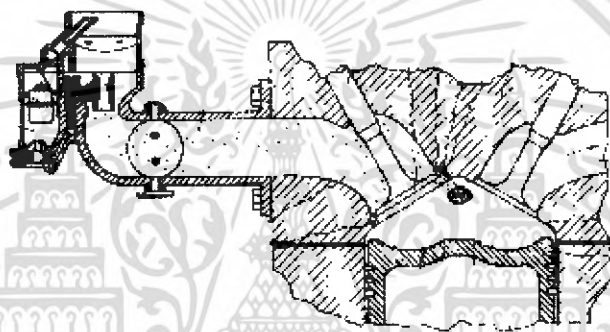
3.5 แนวทางการปรับปรุงลักษณะภายนอกของลูกสูบ

ลักษณะภายนอกของลูกสูบบมีอิทธิพลอย่างมากสำหรับเครื่องยนต์สันดาปภายใน เนื่องจากมีผลกระทบหลายอย่างที่เกี่ยวข้องโดยตรงกับประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ ไม่ว่าจะเป็นลักษณะของหัวลูกสูบซึ่งเป็นตัวกำหนดรูปร่างของห้องเผาไหม้ และส่วนอื่นๆ ที่เกี่ยวข้องกับความเสียดทาน จะเห็นได้ว่า บริเวณลูกสูบของเครื่องยนต์นั้นสามารถพัฒนาได้อย่างไม่สิ้นสุด และยังคงมีการพัฒนาอย่างต่อเนื่องมาโดยตลอด ด้วยความพยายามที่จะเพิ่มประสิทธิภาพการทำงานให้แก่เครื่องยนต์ โครงการนี้จึงเลือกที่จะปรับปรุงลักษณะภายนอก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

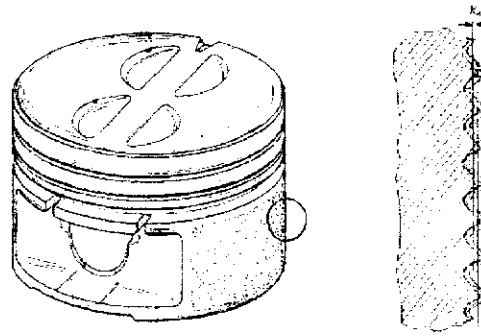
ของลูกสูบ โดยอาศัยแนวทางของการลดแรงเสียดทานและเพิ่มลักษณะการไหลแบบปั่นป่วนภายในห้องเผาไหม้ และจะทำการทดสอบเครื่องยนต์เพื่อวัดผลของการปรับปรุง

จากการศึกษาสิทธิบัตรและงานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการปรับปรุงลักษณะภายนอกของลูกสูบตั้งแต่อดีตจนถึงปัจจุบัน แสดงให้เห็นถึงความพยายามที่จะลดแรงเสียดทานบริเวณลูกสูบและปรับปรุงการเผาไหม้ให้ดีขึ้น โดยในปี 1980 สิทธิบัตรของ Tanazawa Yasushi ได้กล่าวถึงรูปร่างของลูกสูบที่ได้ออกแบบให้ส่วนบนมีลักษณะเป็นรูป W ดังแสดงในรูปที่ 3.16 ซึ่ง Yasushi ได้ให้เหตุผลไว้ว่าเป็นการเพิ่มพื้นที่ผิวส่วนบนให้กับลูกสูบ ในขณะที่เครื่องยนต์กำลังทำงานนั้น บริเวณผิวส่วนบนของลูกสูบจะมีอุณหภูมิประมาณ 200 ถึง 300 องศาเซลเซียส และเมื่อสะเก็ดเชื้อเพลิงมาตกกระทบกับบริเวณนี้ในจังหวะดูดของเครื่องยนต์ เชื้อเพลิงจะสามารถระเหยกลายเป็นไอได้ดีขึ้น ช่วยให้การเผาไหม้สมบูรณ์และลดปริมาณไฮโดรคาร์บอนที่เกิดจากการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์ [9]



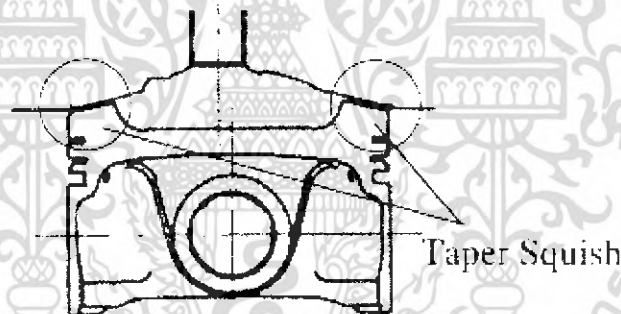
รูปที่ 3.16 ลักษณะของลูกสูบที่ออกแบบโดย Yasushi

Jerry Schenkel ได้จดสิทธิบัตรเรื่องการลดแรงเสียดทานที่ผิวระหว่างผนังกระบอกสูบกับลูกสูบในปี 1990 โดยบริเวณชายลูกสูบของ Schenkel จะมีลักษณะพื้นผิวแบบฟันเลื่อยเพื่อลดพื้นที่สัมผัส แล้วเคลือบสารประเภทฟลูออโรคาร์บอนพอลิเมอร์บนชายลูกสูบ ดังแสดงในรูปที่ 3.17 เพื่อลดการเสียดทานบริเวณผิวสัมผัส [4] แต่วิธีการเคลือบสารประเภทฟลูออโรคาร์บอนพอลิเมอร์ ไม่สามารถนำมาใช้ในเชิงพาณิชย์ได้ เนื่องจากไม่สามารถสร้างฟิล์มหล่อลื่นแบบไฮโดรไดนามิกส์ และแรงเสียดทานยังคงมีค่ามากเมื่อเครื่องยนต์มีความเร็วรอบสูงทำให้จำกัดอายุการใช้งานของสารเคลือบ [14] ในปี 1994 Vemulapalli D. N. Rao จากบริษัทฟอร์ดมอเตอร์ ได้จดสิทธิบัตรในเรื่องเดียวกันนี้ แต่จะใช้สารเคลือบผิวประเภทฟิล์มหล่อลื่นชนิดของแข็งจำพวก แกรไฟต์ โมลิบดีนัมไดซัลไฟด์ (MoS_2) และโบรอนไนไตรด์ (BN) ซึ่งมีข้อได้เปรียบตรงที่ไม่จำเป็นต้องใช้น้ำมันหล่อลื่น [13]



รูปที่ 3.17 ลักษณะชายลูกสูบของ Jerry Schenk

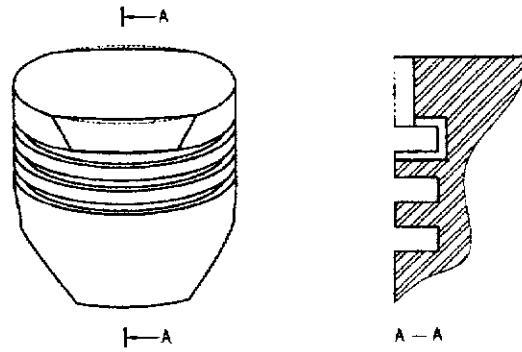
งานวิจัยของ Shoji Adachi และทีมงานจากบริษัทโตโยต้ามอเตอร์ ในปี 1998 ได้ใช้การปรับปรุงลักษณะของลูกสูบเพื่อช่วยในการปรับปรุงการเผาไหม้ในเครื่องยนต์ IZZ-FE โดยลักษณะของลูกสูบที่ Adachi ได้ปรับปรุงนั้น จะถูกแสดงไว้ในรูปที่ 3.18 โดยบริเวณพื้นที่อัดรีด (Squish area) ที่เพิ่มขึ้นมานั้น จะช่วยเพิ่มความเร็วของส่วนผสมในท้ายจังหวะอัด และเป็นการลดขนาดของห้องเผาไหม้ ช่วยลดระยะทางที่เปลวไฟต้องลามไปถึง [10]



รูปที่ 3.18 ลักษณะของลูกสูบของ Adachi

ในปี 2003 สิทธิบัตรของ Min Jeong Kim ได้กล่าวถึงการออกแบบลักษณะลูกสูบเพื่อลดแรงกดระหว่างลูกสูบและผนังกระบอกสูบในจังหวะระเบิด โดยบริเวณหัวลูกสูบจะถูกออกแบบให้มีลักษณะดังรูปที่ 3.19 ซึ่ง Min Jeong Kim ได้ให้เหตุผลไว้ว่า บริเวณที่ทำการปรับปรุงนั้นจะช่วยรองรับการขยายตัวของก๊าซที่เกิดจากการระเบิดซึ่งมีความดันสูง แรงกระทำจากก๊าซจะช่วยพยุงลูกสูบในทิศทางตรงข้ามกับแรงกดผนังกระบอกสูบ จึงเป็นวิธีการลดแรงเสียดทานบริเวณลูกสูบอีกวิธีหนึ่ง [12]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.19 ลักษณะของ หลอดของ Min Jeong Kim

3.6 การปรับปรุงลักษณะภายนอกของหลอด

ข้อได้เปรียบต่างๆ จากสิทธิบัตร ในการปรับปรุงลักษณะของหลอดได้ถูกนำมาวิเคราะห์ถึงความเป็นไปได้ที่จะนำมาประยุกต์ใช้กับเครื่องยนต์ันแบบที่มีอยู่ โดยการออกแบบจะเริ่มจากการปรับเปลี่ยนลักษณะของหลอดหลายๆ แบบโดยอาศัยแนวคิดริเริ่มมาจากงานวิจัยและสิทธิบัตรที่ได้จากการศึกษา ในรูปที่ 3.20 แสดงถึงลักษณะหลอดแบบต่างๆ ที่ได้ทำการออกแบบตามแนวคิดและความเป็นไปได้

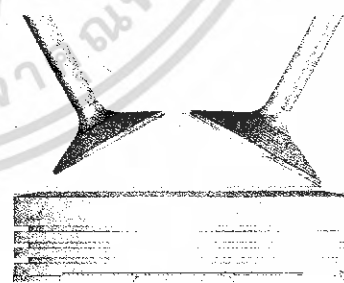


a) รูปร่างหัวหลอดแบบเดิม

b) รูปร่างหัวหลอดตามแนวคิดของ Min Jeong Kim



c) รูปร่างหัวหลอดตามแนวคิดของ Yasushi



d) รูปร่างหัวหลอดตามแนวคิดของ Shoji Adachi

รูปที่ 3.20 รูปร่างหัวหลอดตามแนวคิดแบบต่าง ๆ

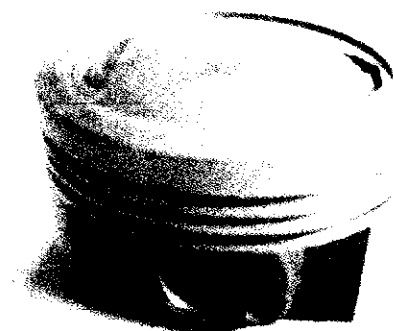
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากรูปที่ 3.20b ซึ่งเป็นรูปร่างหัวลูกสูบตามแนวคิดของ Min Jeong Kim มีความได้เปรียบแบบอื่นๆ ตรงที่สามารถลดแรงเสียดทานระหว่างลูกสูบและผนังกระบอกสูบในช่วงจังหวะระเบิด แต่ในบริเวณที่ปรับปรุงเพื่อรองรับก๊าซที่ขยายตัว จะมีปริมาณส่วนผสมระหว่างอากาศและเชื้อเพลิงสะสมอยู่มากกว่าบริเวณอื่นๆ และยังอยู่ไกลจากการลามของเปลวไฟระหว่างการเผาไหม้ ซึ่งอาจเกิดปัญหาการเผาไหม้ไม่หมดชิ้นได้ ในรูปที่ 3.20c ตามแนวคิดของ Tanazawa Yasushi ที่เพิ่มพื้นที่การแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างส่วนบนของกระบอกสูบและละอองเชื้อเพลิงเพื่อให้เชื้อเพลิงระเหยกลายเป็นไอได้ดีขึ้นนั้นถือว่ามีส่วนสำคัญในการช่วยให้การเผาไหม้สมบูรณ์ขึ้น แต่ว่าการเพิ่มพื้นที่ดังกล่าวจะต้องกินเนื้อที่บริเวณส่วนบนของลูกสูบ เป็นการลดอัตราส่วนการอัดลง และทำให้ประสิทธิภาพทางความร้อนลดลง อีกทั้งผนังส่วนบนของลูกสูบจะมีความแข็งแรงลดน้อยลง สำหรับรูปร่างหัวลูกสูบตามแนวคิดของ Adachi ในรูปที่ 3.20d เป็นการเพิ่มพื้นที่อัดรีดให้มากขึ้น เพื่อบังคับให้ส่วนผสมของอากาศและเชื้อเพลิงบริเวณรอบนอกของห้องเผาไหม้ไหลเข้าสู่ใจกลาง เป็นการเพิ่มความดัน ป้อนให้กับการไหล อีกทั้งยังเป็นการเพิ่มอัตราส่วนการอัดขึ้นเป็น 10.2



รูปที่ 3.21 แสดงการปรับปรุงลักษณะภายนอกของลูกสูบเปรียบเทียบกับแบบเดิม

จากการวิเคราะห์รูปร่างของลูกสูบแบบต่างๆ จึงตัดสินใจเลือกใช้แนวคิดที่เพิ่มพื้นที่อัดรีดภายในห้องเผาไหม้ เนื่องจากมีข้อได้เปรียบหลายอย่างสำหรับการเผาไหม้ และจะใช้การลดแรงเสียดทานด้วยวิธีลดพื้นที่บริเวณชายลูกสูบ เป็นการลดพื้นที่สัมผัสระหว่างลูกสูบกับผนังกระบอกสูบ ดังแสดงในรูปที่ 3.21 สำหรับรายละเอียดในการผลิตชิ้นงานจะถูกแสดงไว้ในภาคผนวก ค.

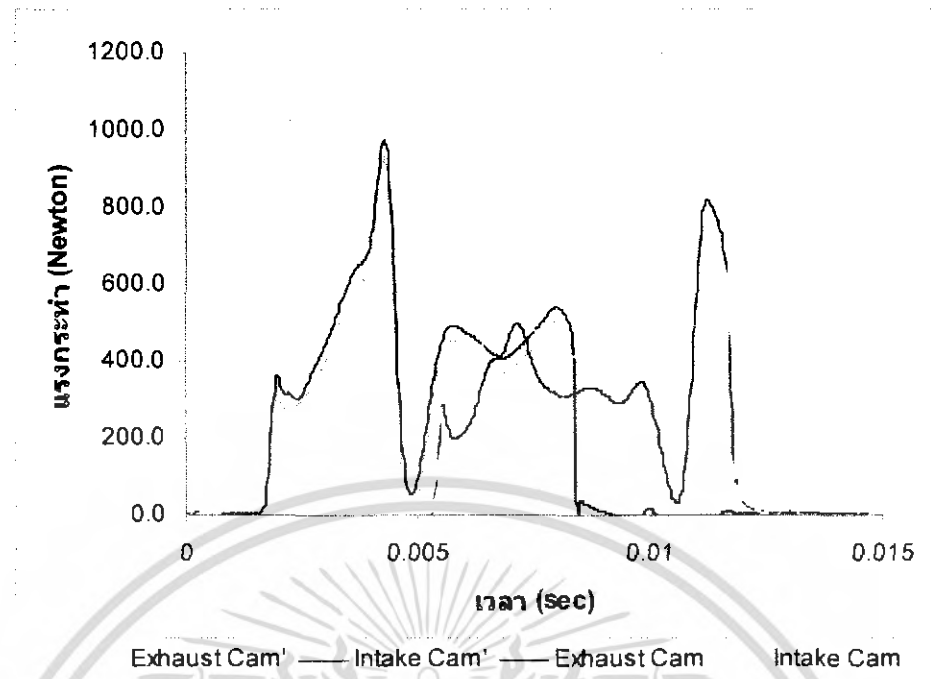


รูปที่ 3.22 ลักษณะลูกสูบที่ถูกปรับปรุง

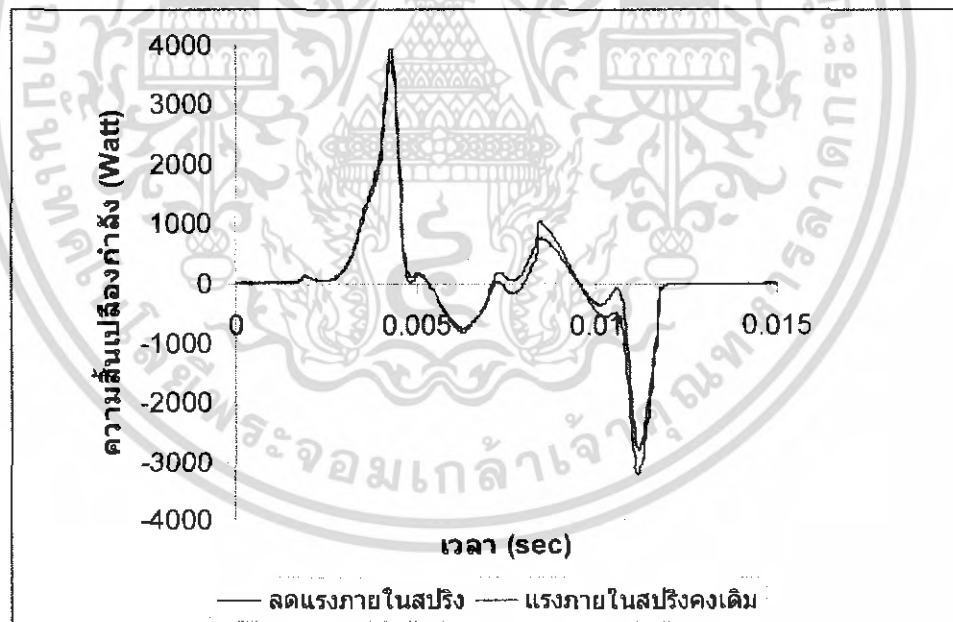
3.7 การลดภาระให้แก่สปริงวาล์ว

สำหรับระบบเปิด-ปิดวาล์ว บริเวณสปริงวาล์วเป็นอีกจุดหนึ่งที่จะต้องสูญเสียกำลังส่วนหนึ่งเพื่อเอาชนะแรงในสปริงเพื่อให้เกิดวัฏจักรการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ หน้าของสปริงในระบบเปิด - ปิดวาล์ว นั้น จะเป็นอุปกรณ์ที่ช่วยบังคับให้วาล์วปิดสนิท และแรงภายในของสปริงจะช่วยบังคับให้หน้าสัมผัสระหว่างกระเดื่องควาล์วและลูกเบี้ยวไม่ให้กระโดดออกจากกันเมื่อเครื่องยนต์ทำงานที่ความเร็วสูง ซึ่งการลดภาระให้แก่สปริงวาล์วไม่ว่าจะเป็นการลดค่าความแข็งหรือค่าแรงภายในของสปริงวาล์ว จะทำให้ความเสี่ยงที่จะทำให้เกิดการกระโดดระหว่างหน้าสัมผัสของกระเดื่องควาล์วและลูกเบี้ยวสูงขึ้น ดังนั้นแนวทางในการลดภาระให้แก่สปริงวาล์วจึงเป็นการประนีประนอมระหว่างการลดกำลังที่สูญเสียจากการเอาชนะแรงของสปริงกับการลดลงของความเร็วขีดจำกัดของเครื่องยนต์ที่เครื่องยนต์สามารถทำงานได้อย่างปกติ

จากผลการจำลองสถานการณ์บนคอมพิวเตอร์ในภาคผนวก ก เมื่อพิจารณาการใช้พลังงานในการขับเคลื่อนลูกเบี้ยว ในรูปที่ 3.24 จะสังเกตเห็นว่าในช่วงยกตัวของวาล์วจะสูญเสียพลังงานเพื่อเอาชนะแรงของสปริง แต่ในช่วงปิดวาล์วพลังงานที่ใช้จะมีค่าเป็นลบ นั่นหมายถึงได้รับพลังงานคืนจากการคืนตัวของสปริง ดังนั้นเมื่อพิจารณาถึงข้อดีในจุดนี้ จึงเลือกที่จะลดค่าแรงภายในของสปริงเพียงอย่างเดียว โดยจะยินยอมให้ความเร็ววิกฤติของเครื่องยนต์ลดลงมาอยู่ที่ประมาณ 8000 รอบต่อนาที



รูปที่ 3.23 แรงกระทำบริเวณลูกเบี้ยวจากการจำลองสถานการณ์ภายใต้การลดภาระให้แก่สปริง



รูปที่ 3.24 ความเปลี่ยนแปลงกำลังจากการจำลองสถานการณ์ภายใต้การลดภาระให้แก่สปริง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 3.23 และ 3.24 แสดงแรงบริเวณลูกเบี้ยวและความสิ้นเปลืองกำลังในหนึ่งวัฏจักรของเพลาลูกเบี้ยวซึ่งจะเปรียบเทียบระหว่างแรงภายในสปริงลดลงกับแรงภายในสปริงคงที่ขณะเครื่องยนต์ทำงานที่ความเร็ว 8000 รอบต่อนาที สำหรับการลดภาระให้แก่สปริงวาล์วนั้น จะเลือกลดภาระของสปริงในแต่ละระบบไม่เท่ากัน โดยจะพยายามลดแรงกระทำระหว่างหน้าสัมผัสให้เข้าใกล้ศูนย์ ณ จุดต่ำสุดของกราฟ ซึ่งจากการทดลองป้อนค่าแรงภายในของสปริงเพื่อการจำลองสถานการณ์ จะได้ว่า แรงภายในของสปริงวาล์วระบบไอเสียควรจะลดเหลือ 260 นิวตัน และสำหรับระบบไอดีควรจะลดเหลือ 204.4 นิวตัน จากนั้นจะทำการลดขนาดความยาวอิสระของสปริงวาล์ว โดยการคำนวณอย่างง่ายดังนี้

สปริงวงใน	ความยาวอิสระเดิม, $\delta_0 = 39$ มิลลิเมตร
	ความยาวสปริงขณะติดตั้ง, $\delta_i = 32$ มิลลิเมตร
	ค่าความแข็งตัวของสปริง, $k = 12.87$ มิลลิเมตร
สปริงวงนอก	ความยาวอิสระเดิม, $\delta_0 = 45$ มิลลิเมตร
	ความยาวสปริงขณะติดตั้ง, $\delta_i = 35$ มิลลิเมตร
	ค่าความแข็งตัวของสปริง, $k = 20.44$ มิลลิเมตร
แรงภายในสปริง	$F_i = 20.44 \times (45 - 35) + 12.87 \times (39 - 32)$
	$F_i = 294.5 \quad N$

ในกรณีที่ต้องการลดแรงภายในของสปริงเหลือ F_i' โดยเลือกที่จะลดเฉพาะความยาวอิสระของสปริงวงใน จะได้ความสัมพันธ์ที่ว่า

$$F_i' = 204.4 + 12.87 \times (\delta_0' - 32)$$

สำหรับ สปริงวงในของระบบไอเสีย

$$260 = 204.4 + 12.87 \times (\delta_0' - 32)$$

$$\delta_0' = 36.32 \quad mm$$

สำหรับ สปริงวงในของระบบไอดี จะลดแรงภายในให้เท่ากับศูนย์ ซึ่งจะทำให้แรงภายในรวมลดลงเหลือ 204.4 นิวตัน ดังนั้นความยาวอิสระจะลดลงเหลือ 32 มิลลิเมตร



รูปที่ 3.25 สปริงวาล์วที่ปรับเปลี่ยนความยาวอิสระเพื่อลดภาระในการทำงาน



รูปที่ 3.26 ชิ้นส่วนที่ได้รับการปรับปรุงทั้งหมด

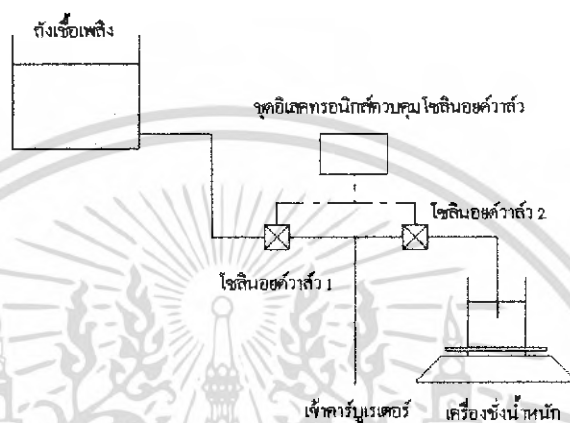
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 4

อุปกรณ์และขั้นตอนการทดสอบเครื่องยนต์

4.1 ชุดวัดอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง

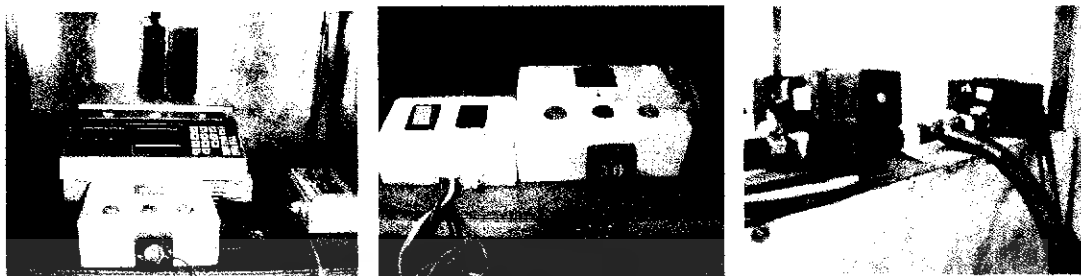
ส่วนประกอบที่สำคัญมีดังนี้



รูปที่ 4.1 ส่วนประกอบของชุดวัดอัตราการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิง

หลักการสำคัญของอุปกรณ์ชุดนี้จะอาศัยความแตกต่างความดันของแหล่งจ่ายหลักสองแหล่งคือ ถังเชื้อเพลิงและกระบอกตวงที่วางอยู่บนเครื่องชั่งน้ำหนัก โดยการใช้การเปิดปิดของโซลินอยด์วาล์วที่ควบคุมโดย ชุดอิเล็กทรอนิกส์เป็นตัวกำหนดแหล่งจ่ายเชื้อเพลิงที่เข้าสู่เครื่องยนต์ ชุดควบคุมอิเล็กทรอนิกส์จะประกอบด้วยชุดรีเลย์จับเวลาและ สวิตช์เดิมเชื้อเพลิงเข้ากระบอกตวง ซึ่งชุดรีเลย์จับเวลาจะเป็นตัวควบคุมเวลาการเปิดปิดของโซลินอยด์วาล์วแต่ละตัว ขณะที่ทำการติดเครื่องยนต์โดยที่ยังไม่บันทึกผล โซลินอยด์วาล์ว 1 จะถูกต่อวงจรแบบปกติปิด (วาล์วเปิด) และโซลินอยด์วาล์ว 2 จะถูกต่อวงจรแบบปกติเปิด (วาล์วปิด) ซึ่งจะทำให้เครื่องยนต์ใช้เชื้อเพลิงจากถังเชื้อเพลิง และเมื่อทำการวัดผล ชุดรีเลย์จับเวลาจะสลับวงจรระหว่างโซลินอยด์วาล์ว 1 และโซลินอยด์วาล์ว 2 ดังนั้นขณะที่ทำการวัดผล เครื่องยนต์จะใช้เชื้อเพลิงจากกระบอกตวงที่วางอยู่บนเครื่องชั่งน้ำหนักตามระยะเวลาที่กำหนดไว้ และสามารถวัดปริมาณการใช้เชื้อเพลิงในช่วงเวลาที่กำหนดได้ โดยการอ่านค่าตัวเลขก่อนและหลังจากเครื่องชั่งน้ำหนักและเมื่อปริมาณเชื้อเพลิงในกระบอกตวงต่ำกว่าระดับสามารถใส่สวิตช์เดิมเชื้อเพลิงเข้ากระบอกตวงเพื่อเป็นการต่อวงจรให้กับโซลินอยด์วาล์ว 2 ดังนั้นเชื้อเพลิงจากถังจะไหลเข้าสู่ทั้งกระบอกตวงและเครื่องยนต์ อัตราการใช้เชื้อเพลิงโดยเฉลี่ยจะสามารถหาได้จากสมการที่ 4.1

$$\dot{m}_{fuel} = \frac{\text{มวลก่อนวัดผล} - \text{มวลหลังวัดผล}}{\text{ช่วงเวลา}} \text{ kg/s} \quad (4.1)$$



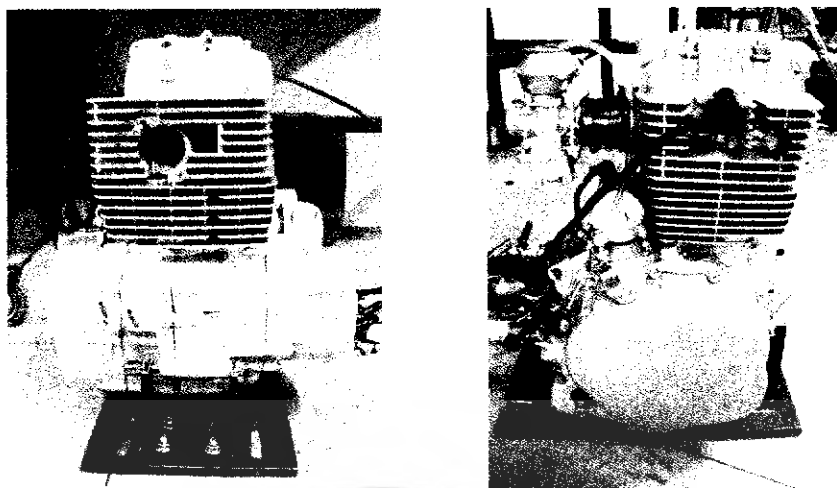
รูปที่ 4.2 ชุดวัดอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง

4.2 เครื่องยนต์ค้นแบบสำหรับการพัฒนา

ตารางที่ 4.1 รายละเอียดของเครื่องยนต์ที่ใช้เป็นเครื่องยนต์ทดสอบ

เครื่องยนต์	4 จังหวะ สูบเดี่ยว SOHC
ระบบระบายความร้อน	ด้วยอากาศ
ปริมาตรกระบอกสูบ	198.18 ซีซี
ความกว้างกระบอกสูบ × ช่วงชัก	69 × 53 มม.
อัตราส่วนการอัด	9.8 : 1
ระบบจุดระเบิด	อิเล็กทรอนิกส์ ซี.ดี.ไอ
ระบบสตาร์ท	มอเตอร์ไฟฟ้า
ระบบเกียร์	5 ความเร็วแบบ Constant mesh
น้ำมันเชื้อเพลิง	เบนซินไร้สารตะกั่ว ค่าออกเทน 91

สำหรับเครื่องยนต์ที่จะใช้ในการทดสอบในโครงการนี้ ได้รับความอนุเคราะห์เครื่องยนต์จากบริษัท ไทเกอร์ ซึ่งได้เอื้อเฟื้อเครื่องยนต์สำหรับรถจักรยานยนต์รุ่น เอสที 200 เพื่อใช้ในการทดสอบ โดยรายละเอียดของเครื่องยนต์จะถูกแสดงไว้ในตารางที่ 4.1 และลักษณะภายนอกของเครื่องยนต์จะถูกแสดงไว้ในรูปที่ 4.3

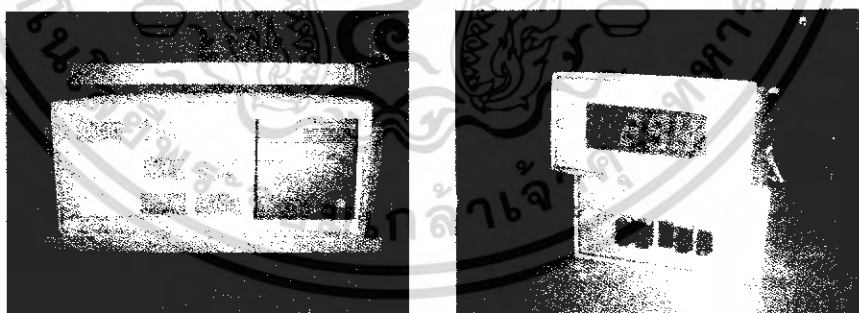


รูปที่ 4.3 ลักษณะภายนอกของเครื่องยนต์ที่ใช้ในการทดสอบ

4.3 เครื่องวิเคราะห์ก๊าซไอเสียจากเครื่องยนต์

ระหว่างการทดสอบเครื่องยนต์ ก๊าซที่เกิดจากการเผาไหม้และถูกปล่อยสู่บรรยากาศผ่านท่อไอเสีย จะถูกนำมาวิเคราะห์สัดส่วนโดยเครื่องวิเคราะห์ก๊าซในรูปที่ 4.4 โดยอุปกรณ์สามารถวิเคราะห์ก๊าซต่าง ๆ ได้ ดังนี้

1. คาร์บอนมอนอกไซด์ (CO) ในหน่วยของร้อยละของปริมาตร (%Volume)
2. คาร์บอนไดออกไซด์ (CO₂) ในหน่วยของร้อยละของปริมาตร (%Volume)
3. ไนโตรเจนออกไซด์ (NO_x) ในหน่วยของหนึ่งในล้านในส่วนของปริมาตร (ppm. Volume)
4. ไฮโดรคาร์บอน (HC) ในหน่วยของหนึ่งในล้านในส่วนของปริมาตร (ppm. Volume)



รูปที่ 4.4 หน้าปัดแสดงผลของเครื่องวิเคราะห์ก๊าซ และอุปกรณ์วัดอุณหภูมิไอเสีย

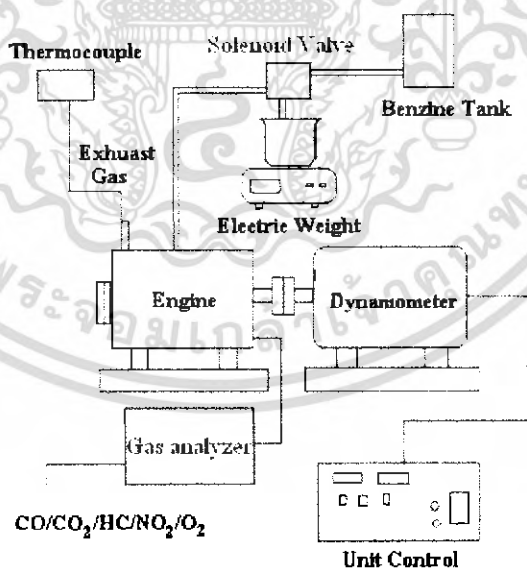
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.4 ไดนาโมมิเตอร์กระแสเหนี่ยวนำ (Eddy current dynamometer)

ใช้พลังงานของเครื่องยนต์ที่ต้องการวัด หมุนจานกลมในสนามแม่เหล็กที่ควบคุมความเข้มได้ งานที่หมุนจะทำหน้าที่เป็นตัวนำไฟฟ้าที่เคลื่อนที่ตัดเส้นแรงแม่เหล็ก ทำให้กระแสไฟฟ้าไหลวนในงานโดยไม่มีแรงต้านจากภายนอกและจะถูกแปลงสภาพเป็นพลังงานความร้อนในที่สุด การควบคุมภาระให้แก่เครื่องยนต์ทำได้โดยการควบคุมกระแสไฟฟ้าที่จ่ายเข้าไดนาโมมิเตอร์ เพื่อสร้างสนามแม่เหล็กไฟฟ้าต้านทานการหมุนของเพลาขับจากเครื่องยนต์ โดยภาระโหลดที่เครื่องยนต์สามารถรับได้จะถูกวัดค่าออกมาเป็นแรงบิดผ่านโหลดเซลล์ที่ติดตั้งบริเวณแกนของไดนาโมมิเตอร์ และจะแสดงค่าผ่านทางหน้าจอของหน่วยควบคุม (Unit control) ดังแสดงในรูปที่ 4.5



รูปที่ 4.5 ไดนาโมมิเตอร์กระแสเหนี่ยวนำและหน่วยควบคุม



รูปที่ 4.6 แผนภาพการจัดวางอุปกรณ์ทดสอบเครื่องยนต์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.5 ขั้นตอนการทดสอบเครื่องยนต์

ขั้นตอนที่สำคัญในการประเมินผลความสำเร็จของโครงการนั้น จะอยู่ที่การทดสอบเครื่องยนต์ภายใต้สภาวะการทำงานที่แตกต่างกัน และจะเปรียบเทียบผลของการปรับปรุงเครื่องยนต์โดยใช้ค่าความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงสัมพัทธ์เพลา ซึ่งขั้นตอนและเงื่อนไขต่าง ๆ ในการทดสอบมีดังนี้

1. ทดเครื่องยนต์ที่ความเร็วรอบ 3000 รอบต่อนาทีทิ้งไว้เป็นเวลาประมาณ 5 นาที เพื่อให้อุณหภูมิของเครื่องยนต์เข้าสู่สภาวะการทำงาน
2. ปรับค่าภาระโหลดให้แก่เครื่องยนต์เพื่อให้เครื่องยนต์ทำงานที่ความดันผลเฉลี่ยเพลาที่ 200 *kPa* และความเร็วรอบเครื่องยนต์ที่ 3000 รอบต่อนาที ทิ้งไว้ประมาณ 5 นาที เพื่อให้เครื่องยนต์เข้าสู่สภาวะคงตัว จากนั้นจึงเริ่มบันทึกผล โดยข้อมูลที่ต้องการบันทึกนั้นจะประกอบไปด้วยตัวแปรดังนี้
 - อุณหภูมิและความดันบรรยากาศของห้องทดสอบเครื่องยนต์
 - ภาระในเทอมของแรงบิดที่เครื่องยนต์สามารถทำงานได้
 - ความเร็วรอบของเครื่องยนต์
 - อัตราการใช้เชื้อเพลิงเฉลี่ยภายในช่วงเวลา 80 วินาที
 - อุณหภูมิและปริมาณสัดส่วนของก๊าซไอเสียต่าง ๆ ที่อ่านค่าได้จากเครื่องวิเคราะห์ก๊าซ
3. กระทำซ้ำในขั้นตอนที่ 2 แต่จะปรับเปลี่ยนความเร็วรอบของเครื่องยนต์เป็น 4000 , 5000 และ 6000 รอบต่อนาที
4. ทำตามขั้นตอนที่ 2 ถึง 3 โดยเปลี่ยนภาระของเครื่องยนต์ไปที่ 300 , 400 และ 500 *kPa*
5. ทำนวมและวิเคราะห์ผลการทดสอบเครื่องยนต์

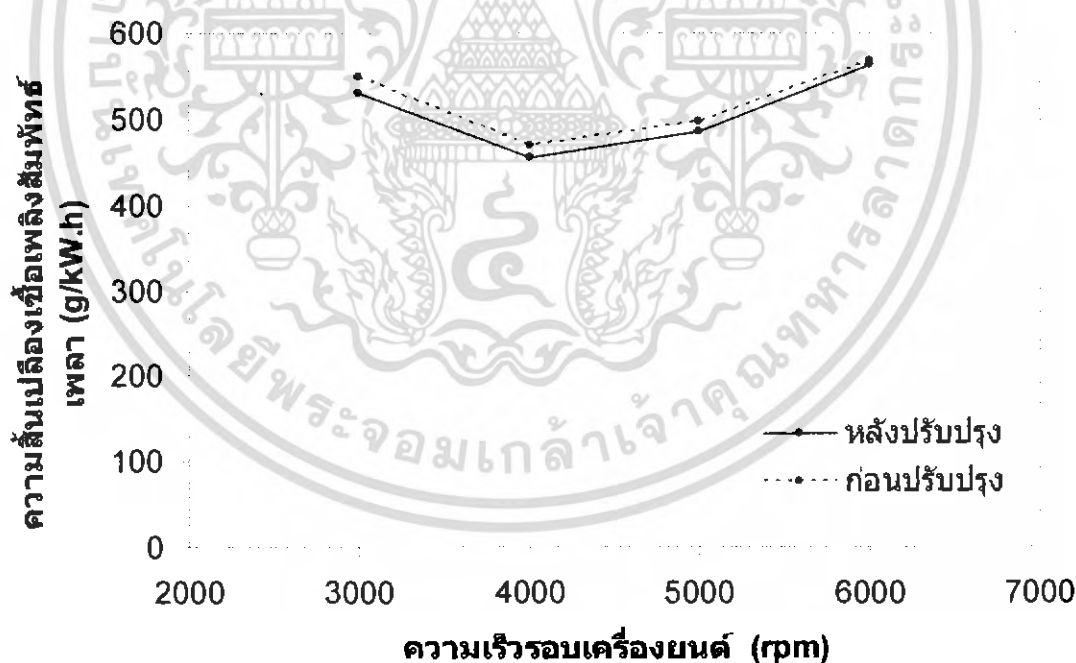
บทที่ 5

ผลการทดสอบและการวิเคราะห์ผล

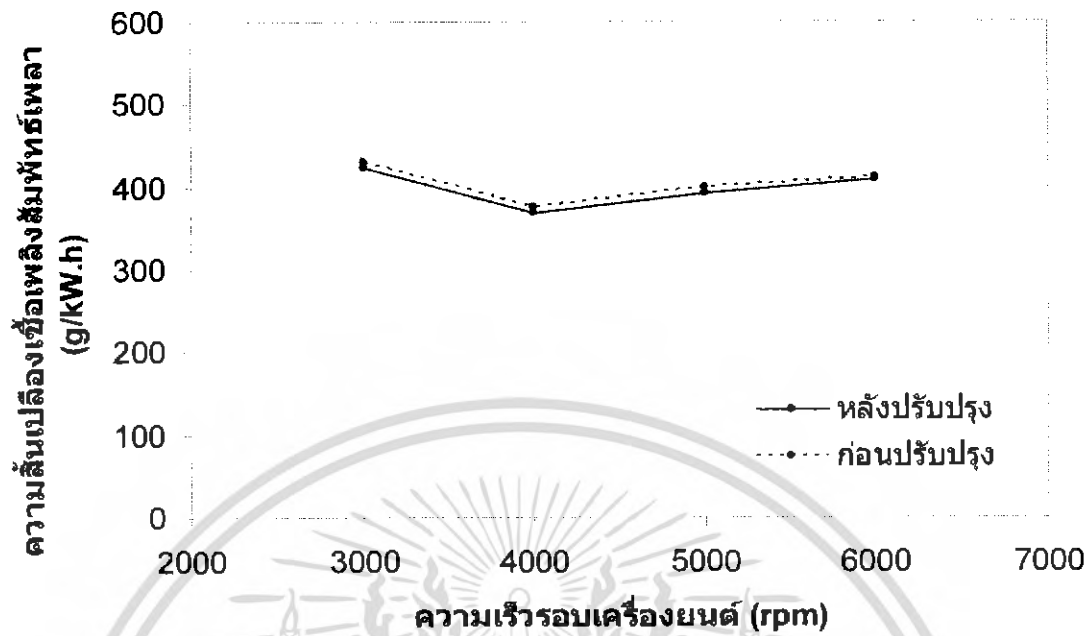
ส่วนหนึ่งของกำลังที่ได้จากการเผาไหม้เชื้อเพลิงสูญเสียไปกับแรงเสียดทาน ที่เกิดขึ้นภายในเครื่องยนต์ ซึ่งเกิดขึ้นระหว่างชิ้นส่วนทางกล และแรงที่เกิดขึ้นจากของไหล ซึ่งไหลผ่านส่วนต่าง ๆ ของเครื่องยนต์ ทำให้กำลังที่ควรจะได้ที่เพลาคือเหวี่ยงลดน้อยลง อุปกรณ์ต่าง ๆ ที่จับด้วยเครื่องยนต์ ก็ทำให้กำลังที่เพลาคือเหวี่ยงลดลงเช่นเดียวกัน จึงถูกจัดให้เป็นส่วนหนึ่งของแรงเสียดทานของเครื่องยนต์ด้วย ชิ้นส่วนที่ถูกพบว่าก่อให้เกิดแรงเสียดทานมากที่สุด คือลูกสูบและแหวนลูกสูบ ซึ่งอาจมีค่าถึงครึ่งหนึ่งของแรงเสียดทานรวม และอาจสูงถึงร้อยละ 75 ในช่วงที่เครื่องยนต์มีการเร่งต่ำ

เนื่องจากเครื่องยนต์ทั่วไปมีขนาดแตกต่างกันมาก และทำงานที่ความเร็วต่างกันด้วย การเปรียบเทียบแรงเสียดทานและการสูญเสียพลังงานไปในรูปของแรงเสียดทานภายในเครื่องยนต์ให้มีความหมายที่ดีที่สุดคือการใช้ค่าความดันผลเฉลี่ย

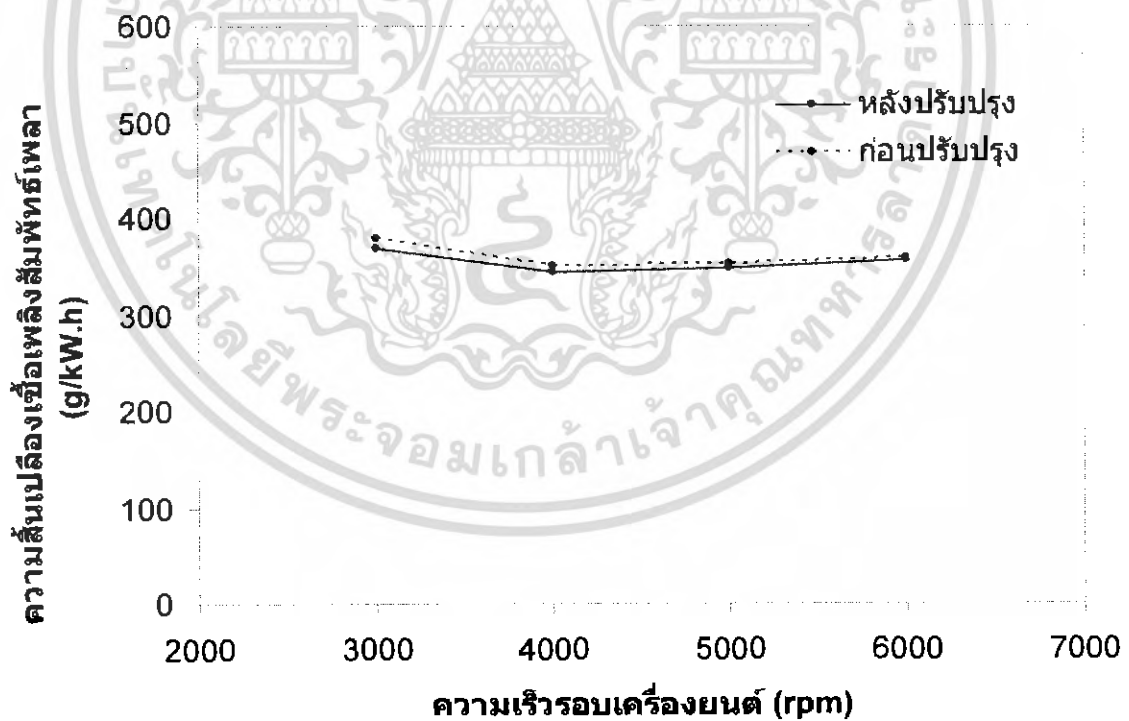
ความสัมพันธ์เชื้อเพลิงสัมพัทธ์เพลาคือภาวะต่าง ๆ



รูปที่ 5.1 ความสัมพันธ์เชื้อเพลิงสัมพัทธ์เพลาคือภาวะต่าง ๆ ที่ภาวะ 200 kPa

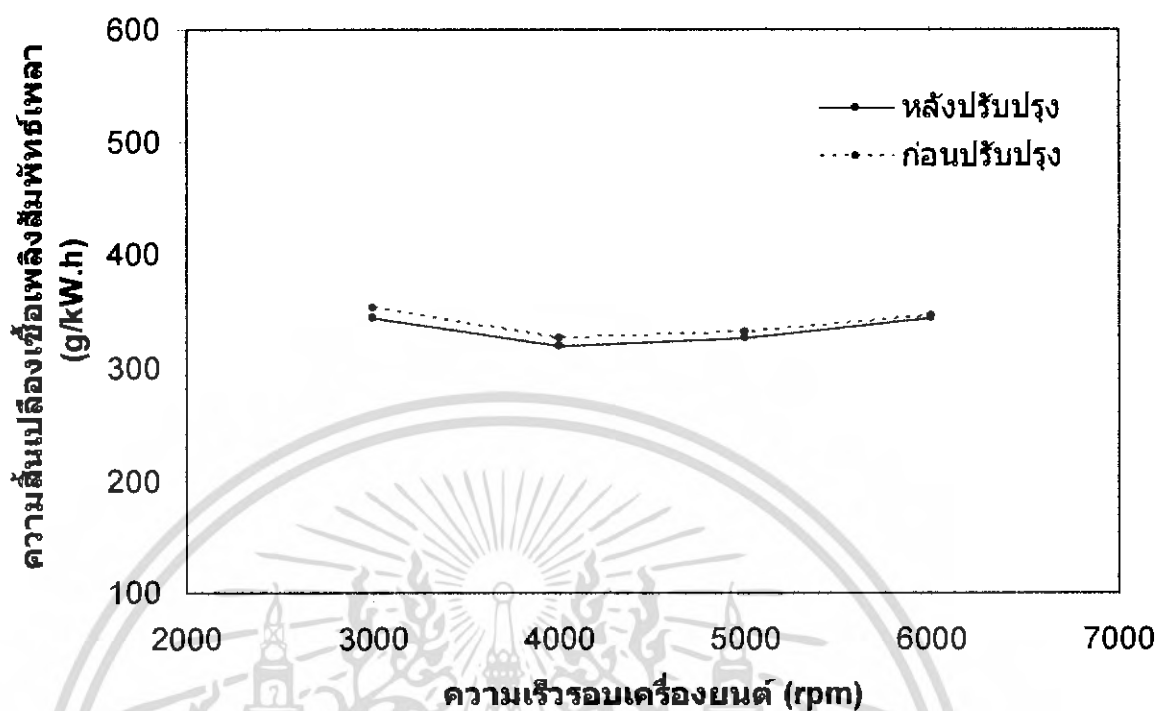


รูปที่ 5.2 ความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงสัมพัทธ์เพลลาที่ความเร็วรอบเครื่องต่างๆ ที่ภาระ 300 kPa



รูปที่ 5.3 ความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงสัมพัทธ์เพลลาที่ความเร็วรอบเครื่องต่างๆ ที่ภาระ 400 kPa

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.4 ความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงสัมพัทธ์พลากที่ความเร็วรอบเครื่องต่างๆ ที่ภาวะ 500 kPa

จากการทดสอบความสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิงสัมพัทธ์พลากของเครื่องยนต์ทั้งก่อน และหลังการปรับปรุง พบว่าผลการทดสอบเครื่องยนต์มีแนวโน้มเหมือนกัน คือ ที่สภาวะภาระงานคงที่ เมื่อเพิ่มความเร็วรอบเครื่องยนต์แล้ว ในช่วงแรกที่ความเร็วรอบต่ำกว่า 4000 รอบต่อนาที ความสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิงสัมพัทธ์พลากจะลดลงจนถึงค่าต่ำสุดที่ความเร็วรอบ 4000 รอบต่อนาที หลังจากนั้นจะกลับเพิ่มขึ้นเรื่อยๆ ในย่านความเร็วสูง

เนื่องจากที่ความเร็วรอบต่ำ ๆ ลิ้นผีเสื้อจะเปิดเพียงเล็กน้อย ทำให้เกิดสูญญากาศสูงในท่อไอดี และไอเสียตกค้างมากในช่วงที่ลิ้นไอดีและไอเสียเปิดพร้อมกัน (overlap) เครื่องยนต์จึงสูญเสียพลังงานไปในรูปของงานสูบ(Pumping work) และเมื่อความเร็วเพิ่มขึ้นจะช่วยลดระยะเวลาในการสูญเสียพลังงานในรูปของพลังงานความร้อนในแต่ละวัฏจักรลงด้วย แต่ที่ความเร็วรอบสูงกว่าระดับปานกลาง (มากกว่า 4000 รอบต่อนาที) เครื่องยนต์ต้องใช้พลังงานส่วนหนึ่งไปเพื่อชดเชยแรงเสียดทานที่เพิ่มขึ้นตามความเร็วรอบ ทำให้ความสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงสัมพัทธ์พลากกลับสูงขึ้นอีก

เมื่อเปรียบเทียบระหว่างการทำงานของเครื่องยนต์ก่อนการปรับปรุงเท่านั้น พิจารณาจากกราฟผลการทดสอบที่วัดได้ จะเห็นว่า เมื่อเพิ่มภาระขึ้น แต่ยังคงความเร็วรอบเครื่องเดิมไว้ ความสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิง

สัมพัทธ์เพลาจจะลดน้อยลงเรื่อย ๆ และเมื่อพิจารณาเปรียบเทียบผลการทดสอบเครื่องยนต์หลังการปรับปรุงเท่านั้นก็ให้ผลในทำนองเดียวกัน

หลังจากปรับปรุงชิ้นส่วนภายในเครื่องยนต์ ผลของความเปลี่ยนแปลงเชื้อเพลิงสัมพัทธ์เพลาจที่วัดได้น้อยกว่าเมื่อเปรียบเทียบกับผลการทดสอบเครื่องยนต์ที่ยังไม่ปรับปรุง โดยเฉพาะที่ความเร็วรอบต่ำจะเห็นผลได้ค่อนข้างชัดเจน เมื่อพิจารณาจากกราฟผลการทดสอบที่ภาระงานหนึ่งๆ พบว่า การปรับปรุงชิ้นส่วนบางชิ้นสามารถลดความสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิงสัมพัทธ์เพลาลงได้ประมาณร้อยละ 0.6 ถึง 2.6 สำหรับทุกๆ สภาวะภาระงาน ในส่วนนี้จะวิเคราะห์ผลจากการปรับปรุงชิ้นส่วนแต่ละชิ้น ดังนี้

ที่ความเร็วรอบต่ำ

กระเบื้องกควาล์วจะช่วยได้มาก น้ำมันหล่อลื่นจะยังมีความดันไม่สูงมากพอที่จะทำให้เกิดความดันฟิล์มน้ำมันระหว่างหน้าสัมผัสของกระเบื้องกควาล์วและลูกเบี้ยว ซึ่งโดยปกติแล้วเมื่อลูกเบี้ยวหมุน น้ำมันจะถูกกวาดเข้ามาระหว่างหน้าสัมผัส เพื่อสร้างฟิล์มน้ำมันที่มีความดันสูงพอที่จะแยกหน้าสัมผัสโลหะออกจากกัน แต่การใช้กระเบื้องกควาล์วแบบโรลเลอร์ไม่จำเป็นต้องอาศัยฟิล์มน้ำมันช่วยในการลดแรงเสียดทานที่หน้าสัมผัส เนื่องจากโรลเลอร์จะหมุนไปพร้อมๆ กับลูกเบี้ยวโดยไม่มีการไถล จึงแทบไม่ก่อให้เกิดความเสียดทานระหว่างหน้าสัมผัส

การลดขยลูกสูบ เพื่อการลดพื้นที่ผิวสัมผัส เป็นการลดความเสียดทานระหว่างลูกสูบกับกระบอกสูบ ซึ่งเป็นส่วนที่ทำให้เกิดแรงเสียดทาน ได้มากถึงครึ่งหนึ่งของแรงเสียดทานทั้งหมดหรือมากกว่านั้น ช่วยให้อำกำลังส่วนที่ต้องใช้เพื่อชดเชยแรงเสียดทานส่วนนี้น้อยลง ซึ่งจะได้ผลมากที่ความเร็วรอบไม่มากพอจะทำให้ น้ำมันเครื่องเกิดความดันที่จะก่อตัวเป็นฟิล์มน้ำมัน

ที่ความเร็วรอบต่ำ ความเร็วลูกสูบยังไม่มาก จึงทำให้เกิดความปั่นป่วนในห้องเผาไหม้ได้น้อย ซึ่งการเผาไหม้ที่ดีต้องอาศัยการคลุกเคล้ากันระหว่างอากาศและเชื้อเพลิง ผู้วิจัยต้องการลดปัญหานี้จึงได้ออกแบบหัวสูบใหม่ เพื่อเพิ่มอัตราส่วนการอัดและการอัดรีด ทำให้ความปั่นป่วนในห้องเผาไหม้เพิ่มมากขึ้นแม้ความเร็วรอบจะไม่สูงนักก็ตาม เมื่อการเผาไหม้เกิดได้ดีขึ้นจึงทำให้เครื่องยนต์สามารถดึงพลังงานจากเชื้อเพลิงมาใช้ได้อย่างเต็มที่มากขึ้น หรือกล่าวคือเครื่องยนต์จะได้กำลังมากขึ้นเมื่อเทียบกับการใช้หัวลูกสูบแบบเดิม ที่ความสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิงเดียวกัน

นอกจากนี้ยังมีผลจากการลดความยาวของสปริงตัวในของชุดเปิด ปิดวาล์วไอดี และไอดี เป็น การช่วยลดแรงภายในของสปริงลง ทำให้สามารถลดแรงที่ต้องใช้เพื่อเปิด ปิดวาล์วลงได้ กำลังจากเชื้อเพลิงจึงสูญเสียไปในส่วนนี้น้อยลง จึงออกมาในรูปแบบของกำลังเครื่องยนต์ได้มากขึ้น

ที่ความเร็วรอบปานกลาง

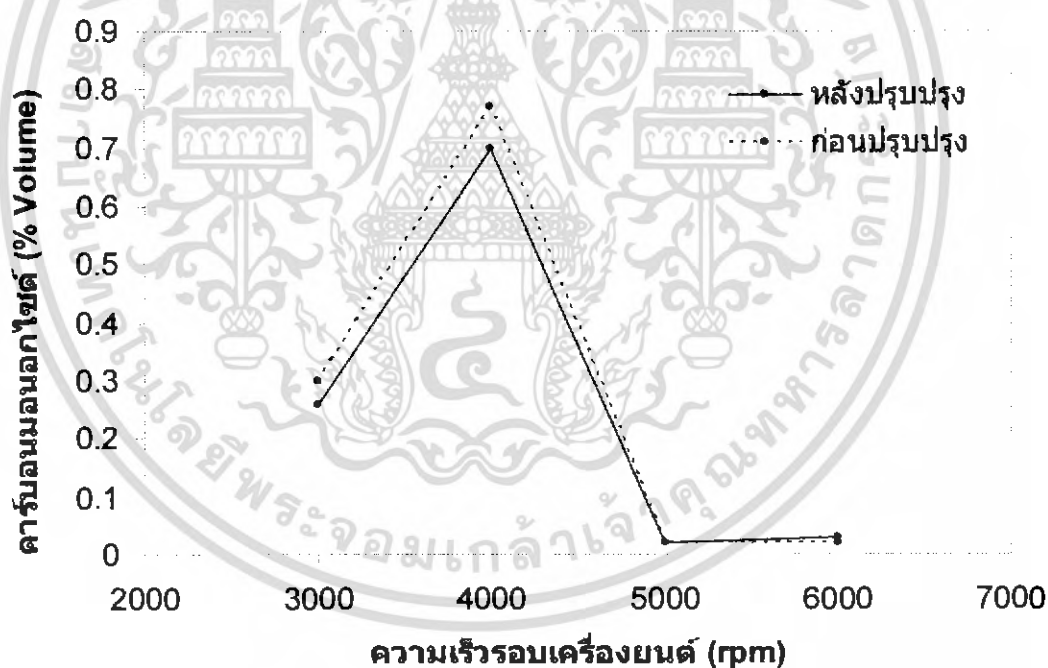
ผลจากการใช้กระเบื้องควาส์แบบโรลเลอร์ การเปลี่ยนหัวลูกสูบ และการตัดชายลูกสูบออกจะลดลง แต่ก็ยังมีส่วนช่วยทำให้แรงที่ต้องสูญเสียไปกับแรงเสียดทานในส่วนนี้ลดลง และช่วยในการเพิ่มความปั่นป่วนของการไหลในห้องเผาไหม้ ส่งผลให้เครื่องยนต์มีกำลังมากขึ้นเล็กน้อย ในขณะที่ใช้ปริมาณเชื้อเพลิงเท่าเดิม ดังนั้นเมื่อเปรียบเทียบกับการทำงานที่ความเร็วรอบต่ำ จึงเห็นผลน้อยกว่า

ที่ความเร็วรอบสูง

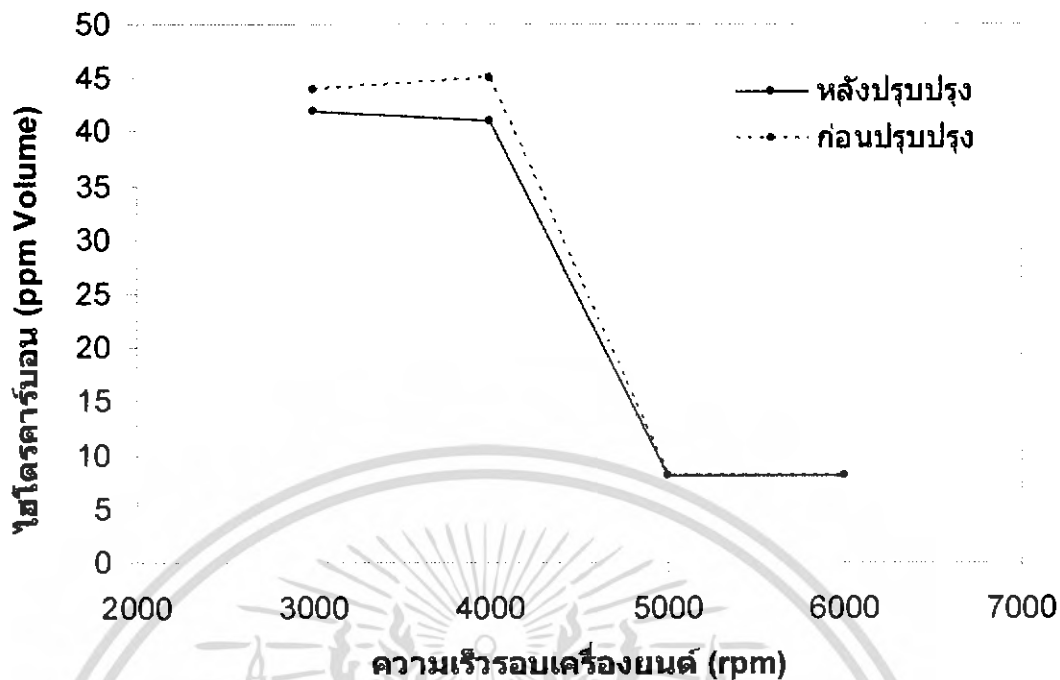
ที่ความเร็วรอบสูง ๆ การเมื่อเพิ่มความเร็วรอบความเสียดทานจะมีผลอย่างมาก และเพิ่มขึ้นตามความเร็วรอบเครื่องยนต์ แต่ผลจากการปรับปรุงชิ้นส่วนต่างๆ ดังที่กล่าวมาแล้ว ไม่ได้เพิ่มขึ้นมาชดเชยการสูญเสียในส่วนนี้ ดังนั้นเมื่อนำมาหักล้างกัน จึงทำให้เห็นผลจากปรับปรุงน้อยลงไปอีก

ปริมาณคาร์บอนไดออกไซด์ และไฮโดรคาร์บอนที่ภาวะต่าง ๆ

การทดสอบที่ภาวะ 200 kPa

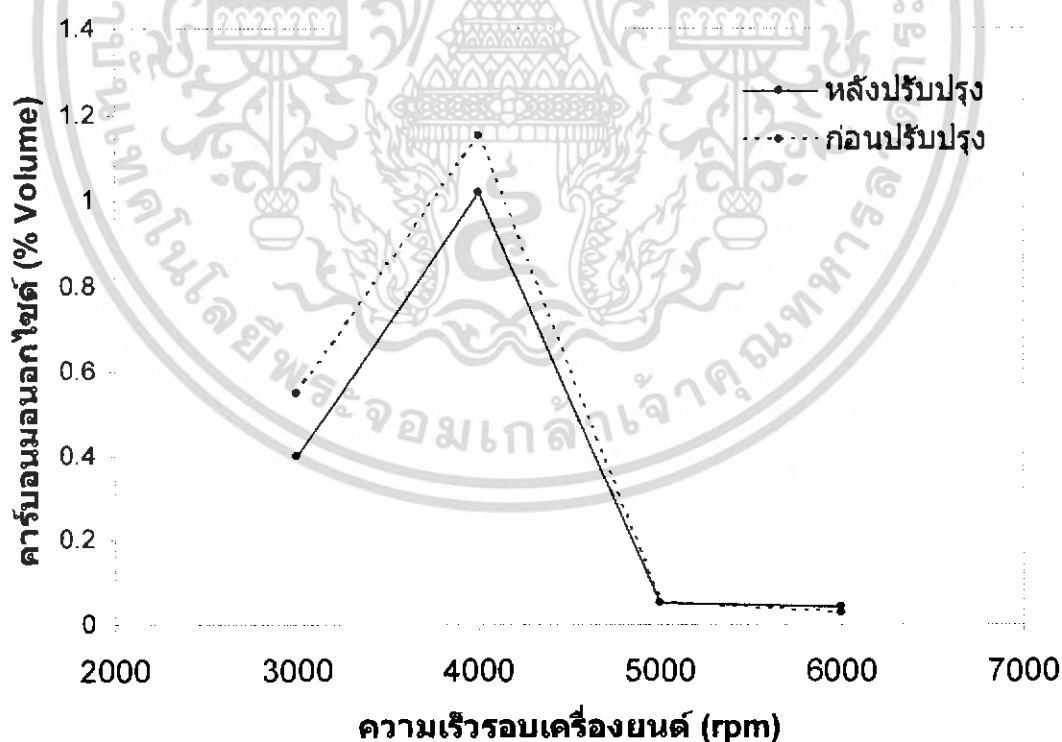


รูปที่ 5.5 ร้อยละโดยปริมาตรของคาร์บอนมอนอกไซด์ที่ความเร็วรอบเครื่องต่างๆ ที่ภาวะ 200 kPa



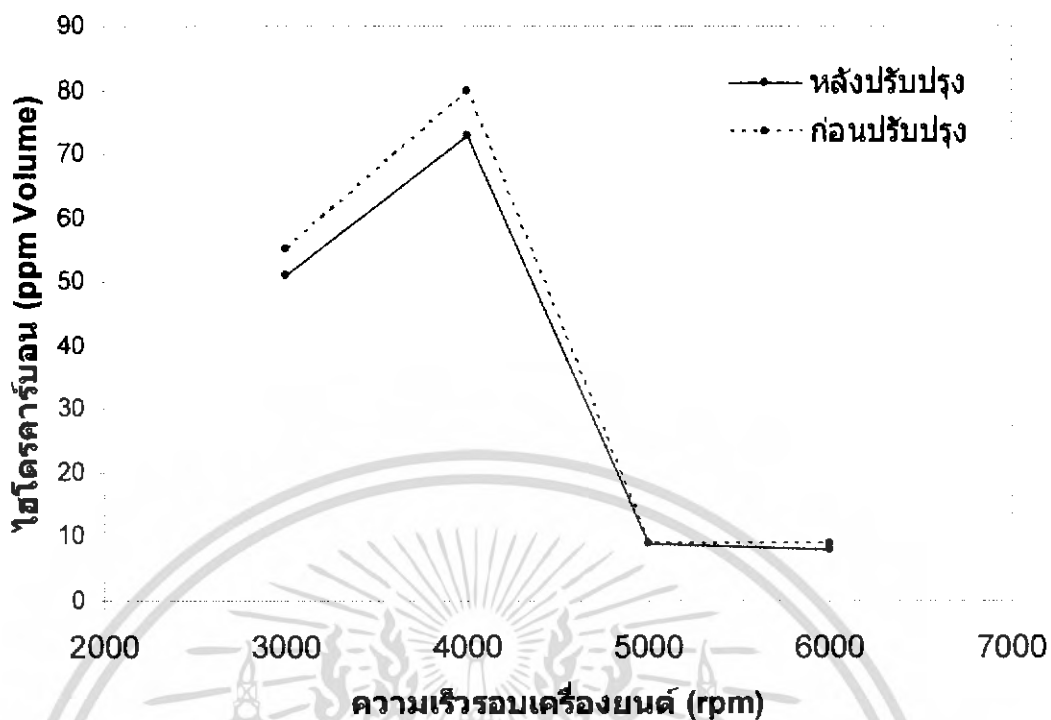
รูปที่ 5.6 ส่วนในด้านส่วนของปริมาณของไฮโดรคาร์บอนที่ความเร็วรอบเครื่องต่างๆ ที่ภาวะ 200 kPa

การทดสอบที่ภาวะ 300 kPa



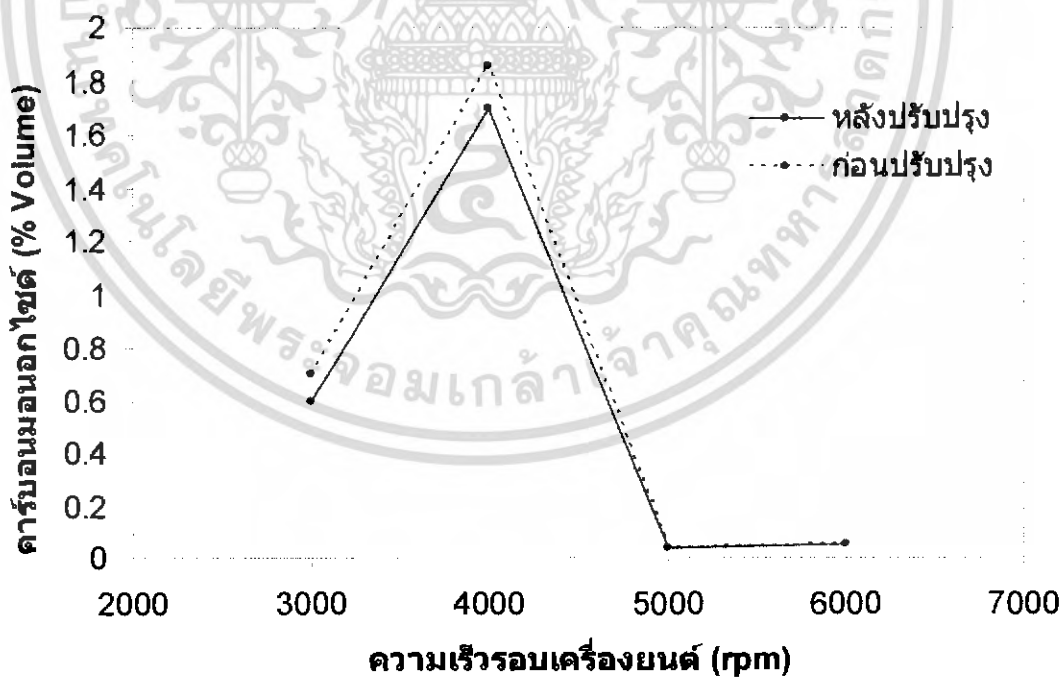
รูปที่ 5.7 ร้อยละโดยปริมาตรของคาร์บอนมอนอกไซด์ที่ความเร็วรอบเครื่องต่างๆ ที่ภาวะ 300 kPa

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



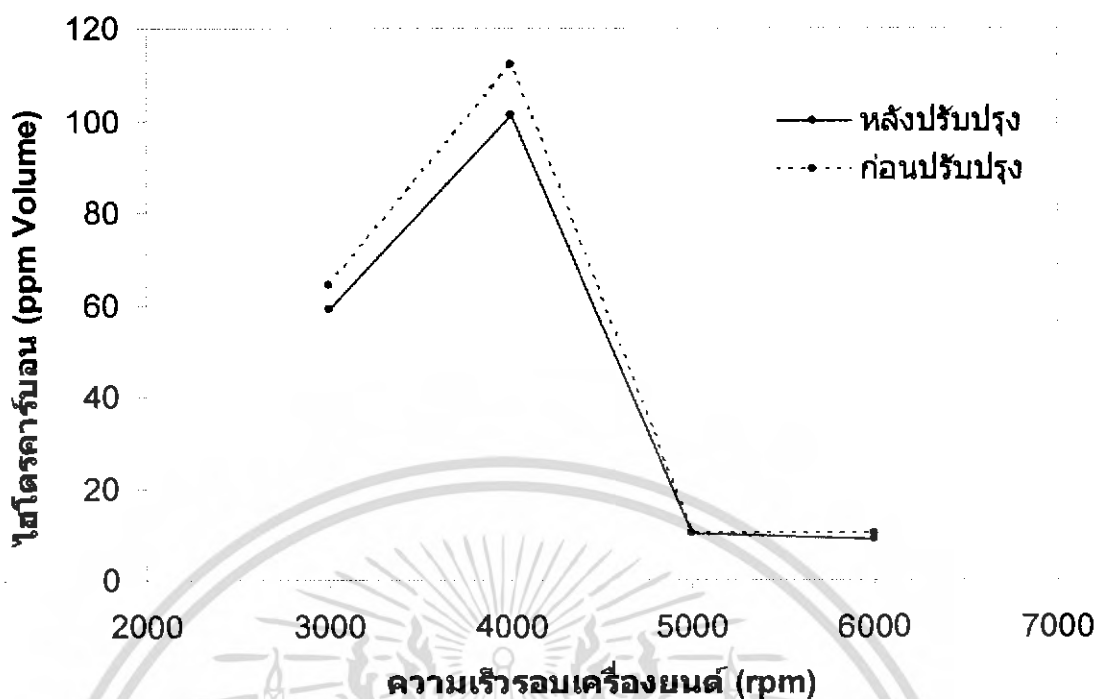
รูปที่ 5.8 ส่วนในล้านส่วนของปริมาณของไฮโดรคาร์บอนที่ความเร็วรอบเครื่องต่างๆ ที่ภาวะ 300 kPa

การทดสอบที่ภาวะ 400 kPa



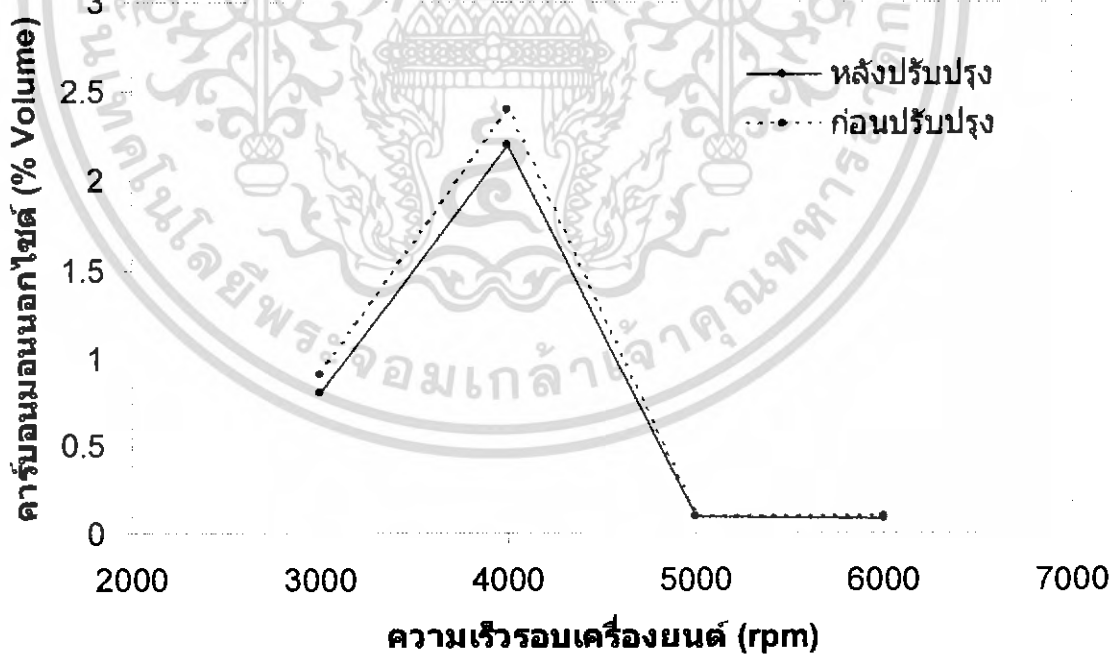
รูปที่ 5.9 ร้อยละ โดยปริมาตรของคาร์บอนมอนอกไซด์ที่ความเร็วรอบเครื่องต่างๆ ที่ภาวะ 400 kPa

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



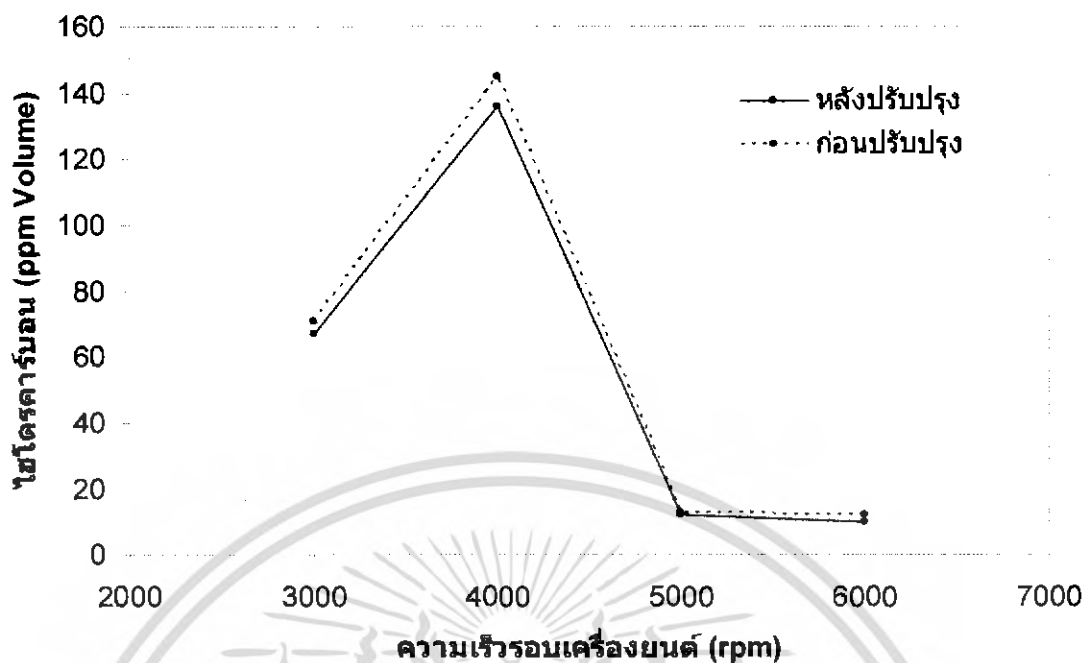
รูปที่ 5.10 ส่วนในล้านส่วนของปริมาณของไฮโดรคาร์บอนที่ความเร็วรอบเครื่องต่างๆ ที่ภาระ 400 kPa

การทดสอบที่ภาระ 500 kPa



รูปที่ 5.11 ร้อยละ โดยปริมาตรของคาร์บอนมอนอกไซด์ที่ความเร็วรอบเครื่องต่างๆ ที่ภาระ 500 kPa

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.12 ส่วนในล้านส่วนของปริมาณของไฮโดรคาร์บอนที่ความเร็วรอบเครื่องต่างๆ ที่ภาวะ 500 kPa

จากการทดสอบที่ภาวะคงที่ พบว่าที่ความเร็วต่ำกว่า 4000 รอบต่อนาที ปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์จะสูงขึ้นตามความเร็วรอบเครื่องยนต์ หลังจากนั้นจะกลับลดลงจนถึงค่าที่ต่ำกว่าเดิมมากเมื่อเพิ่มความเร็วรอบขึ้นอีก และที่ความเร็วรอบสูง (ประมาณ 5000 รอบต่อนาทีขึ้นไป) ปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์จะต่ำมาก และความเร็วรอบจะมีผลต่อปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์น้อยมาก ซึ่งผลการทดสอบเป็นแนวโน้มเดียวกันในทุกสภาวะภาระงานที่ทดสอบ

ทั้งนี้เนื่องจากคาร์บอนมอนอกไซด์มีค่าสูงเมื่อไอดีของเครื่องยนต์มีความเข้มมาก นั่นคือการเพิ่มความเร็วจะมีภาระงาน โดยเฉพาะเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ ที่ต่างจากเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยการอัดซึ่งทำงานที่ส่วนผสมบางอยู่แล้ว และสาเหตุที่ทำให้ปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์ที่วัดได้ที่ความเร็วรอบต่ำสูงกว่าปริมาณที่วัดได้ที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์สูงๆ เนื่องจากการติดเครื่องยนต์แบบเดินเบาทำให้เกิดสูญญากาศในท่อส่งไอดี และไอเสียที่ตกร้างมาก ทำให้เครื่องยนต์ต้องการส่วนผสมหนามาชดเชยให้การสันดาปดีขึ้น แต่จะส่งผลให้คาร์บอนมอนอกไซด์ในไอเสียมีปริมาณมาก ซึ่งเครื่องยนต์ที่ใช้การบีบอัดจะประสบปัญหาของการสันดาปเป็นพิเศษ เพราะสูญญากาศที่เกิดขึ้นจะดูดเชื้อเพลิงออกมาผสมกับอากาศในอัตราที่สูงมาก ทำให้ไอดีเข้มและเกิดการสันดาปได้ยาก อีกปัจจัยหนึ่งอาจเนื่องมาจากการจุดระเบิดไม่ติด การสันดาปไม่ทั่วถึงหรือบางตำแหน่งมีความเข้มสูง ซึ่งอัตราการจุดระเบิดไม่ติดเพียงร้อยละ 2 ก็สามารถทำให้ปริมาณสารพิษในไอเสียมีค่าเกินมาตรฐานได้สูงถึงร้อยละ 100 ถึง 200

หลังจากนั้นเมื่อเพิ่มความเร็วรอบเครื่องยนต์จนถึงประมาณ 4000 รอบต่อนาทีปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์จะสูงถึงปริมาณสูงสุด และจะลดลงอีกเมื่อเพิ่มความเร็วต่อไป และเมื่อเพิ่มความเร็วรอบเครื่องยนต์ไปที่ความเร็วสูง เครื่องยนต์จะทำงานที่ส่วนผสมบางเป็นพิเศษเป็นเหตุผลให้ปริมาณคาร์บอนไดออกไซด์มีค่าต่ำ

เมื่อเปรียบเทียบระหว่างเครื่องยนต์ที่ได้รับการปรับปรุงแล้ว และก่อนการปรับปรุงพบว่า ที่ความเร็วรอบต่ำ และปานกลาง เครื่องยนต์ที่ได้รับการปรับปรุงจะให้ปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์ต่ำกว่า โดยเฉพาะที่ความเร็วต่ำจะต่ำกว่ามาก แต่ที่ความเร็วรอบสูงๆ เครื่องยนต์ที่ยังไม่ผ่านการปรับปรุงจะให้ปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์ต่ำกว่า และเมื่อเปรียบเทียบที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์เดียวกัน เมื่อเพิ่มภาระงานปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์ที่วัดได้จากเครื่องยนต์ทั้งก่อนและหลังการปรับปรุงจะแตกต่างกันน้อยลง

สำหรับปริมาณสารไฮโดรคาร์บอน ผลการทดสอบแสดงแนวโน้มใกล้เคียงกับผลการทดสอบปริมาณสารคาร์บอนมอนอกไซด์ พิจารณาที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์เดียวกัน พบว่าที่ภาระงานสูง ปริมาณไฮโดรคาร์บอนจะวัดได้มากกว่าที่ภาระงานต่ำ แต่ที่ความเร็วรอบเพิ่มขึ้นปริมาณไฮโดรคาร์บอนที่ภาระงานต่างๆ จะใกล้เคียงกันมากขึ้น เมื่อพิจารณาที่ภาระงานเท่ากัน ที่ช่วงความเร็วรอบต่ำ เมื่อเพิ่มความเร็วรอบเครื่องยนต์จะทำให้ปริมาณสารไฮโดรคาร์บอนเพิ่มมากขึ้น จนกระทั่งที่ความเร็วรอบเครื่องปานกลางปริมาณสารไฮโดรคาร์บอนจะกลับลดลง และที่ความเร็วรอบสูงๆ ปริมาณไฮโดรคาร์บอนแทบจะไม่เปลี่ยนแปลงเลย แม้ว่าความเร็วรอบเครื่องยนต์จะเพิ่มขึ้นอีก

เมื่อเปรียบเทียบกันระหว่างปริมาณสารไฮโดรคาร์บอนที่วัดได้จากเครื่องยนต์ที่ได้รับการปรับปรุงแล้ว และการทดสอบก่อนการปรับปรุง พบว่าเมื่อพิจารณาที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์เท่ากัน ภาระงานที่เพิ่มขึ้นจะทำให้ปริมาณสารไฮโดรคาร์บอนที่วัดได้จากเครื่องยนต์ที่ได้รับการปรับปรุงแล้ว มีค่าใกล้เคียงกับผลทดสอบก่อนการปรับปรุงมากขึ้น และเมื่อเปรียบเทียบผลที่ภาระงานคงที่แล้ว พบว่าที่ย่านความเร็วต่ำการเพิ่มความเร็วรอบเครื่องยนต์จะช่วยให้ปริมาณไฮโดรคาร์บอนที่วัดได้จากเครื่องยนต์ที่ปรับปรุงแล้วแตกต่างจากผลทดสอบก่อนการปรับปรุงมากขึ้น แต่ที่ความเร็วปานกลางการเพิ่มความเร็วเครื่องยนต์จะทำให้เห็นผลจากการปรับปรุงน้อยลง และที่ย่านความเร็วสูง ปริมาณสารไฮโดรคาร์บอนที่วัดได้จากการทดสอบเกือบจะไม่แตกต่างจากผลการทดสอบกับเครื่องยนต์ที่ยังไม่ได้รับการปรับปรุง โดยเฉพาะที่ความเร็วรอบสูงๆ และภาระงานต่ำ ผลการทดสอบอาจบอกได้ว่าไม่มีความแตกต่างกันระหว่างเครื่องยนต์ก่อน และหลังการปรับปรุง

บทที่ 6

สรุปและข้อเสนอแนะ

สรุปงานวิจัย

งานวิจัยชิ้นนี้เป็นการออกแบบคัดแปลงกระเบื้องกวดาล้ว หัวลูกสูบ สปริงที่จุดเปิด-ปิดกวดาล้ว เพื่อปรับปรุงสมรรถนะ และมลภาวะของเครื่องยนต์จักรยานยนต์ โดยที่

1. ใช้กระเบื้องกวดาล้วแบบโรลเลอร์ เพื่อลดปัญหาความเสียดทานระหว่างลูกเบี้ยว และกระเบื้องกวดาล้ว
2. เพิ่มความสูงของหัวลูกสูบ เพื่อเพิ่มพื้นที่อัดรีด เป็นการเพิ่มความเร็วในการเผาไหม้
3. คัดชายลูกสูบ เพื่อลดพื้นที่เสียดสีระหว่างลูกสูบ และกระบอกสูบ เพื่อลดปัญหาความเสียดทาน
4. ลดความยาวสปริงตัวในของระบบเปิด ปิดกวดาล้ว ไอดีและไอเสีย เพื่อลดแรงภายใน เป็นการลดภาระเครื่องยนต์ที่ต้องใช้ในการเปิด ปิดกวดาล้วทางหนึ่ง

จากการทดสอบชิ้นส่วนที่ออกแบบใหม่กับเครื่องยนต์จักรยานยนต์เปรียบเทียบกับเครื่องยนต์เดียวกันเมื่อยังไม่ได้รับการปรับปรุง สรุปได้ว่า การปรับปรุงชิ้นส่วนดังกล่าวสามารถช่วยลดความสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิงได้ประมาณร้อยละ 0.6 ถึง 2.6 โดยจะได้ผลดีกว่าที่ความเร็วรอบต่ำ ทางด้านมลภาวะพบว่า สามารถลดปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์ได้ร้อยละ 8 โดยเฉลี่ย โดยลดได้มากในย่านความเร็วต่ำและปานกลาง ส่วนที่ความเร็วรอบเครื่องสูงๆ อาจสรุปได้ว่าไม่เกิดผลที่แตกต่างเมื่อเทียบกับการทดสอบเครื่องยนต์ก่อนการปรับปรุง ส่วนปริมาณสารไฮโดรคาร์บอนที่ได้จากเครื่องยนต์ที่ได้รับการปรับปรุงก็จะต่ำลดลงประมาณร้อยละ 8 โดยจะเห็นที่ชัดเจนกว่าที่ความเร็วรอบเครื่องต่ำและที่ความเร็วปานกลาง และสามารถเห็นผลได้เล็กน้อยที่ย่านความเร็วสูง

ข้อเสนอแนะ

1. ส่วนของโรลเลอร์ที่ใช้กับกระเบื้องกวดาล้วนั้น ยังมีข้อด้อยอยู่ที่มีขนาดใหญ่ ทำให้ความเฉื่อยมาก ซึ่งอาจลดปัญหานี้ได้โดยการปรับเปลี่ยนวัสดุ เช่นอาจใช้โลหะผสมของอลูมิเนียม ซึ่งมีน้ำหนักน้อยกว่า หรือการออกแบบโดยเปลี่ยนที่รูปแบบภายนอก
2. การเพิ่มความสูงของหัวลูกสูบนั้น สำหรับงานวิจัยนี้ใช้วิธีการเชื่อมพอกอลูมิเนียม และการปาดชิ้นงานเพื่อให้เกิดความลาดเอียง ซึ่งนับว่าเป็นชิ้นงานที่มีความละเอียดน้อย และอาจส่งผลให้ผลการทดสอบที่มีความแม่นยำน้อย ปัญหานี้อาจแก้ได้โดยใช้กระบวนการผลิตที่เหมาะสม และให้ความแม่นยำของชิ้นงานสูง
3. ชายลูกสูบมีหน้าที่ในการช่วยให้ลูกสูบเคลื่อนที่ในแนวเดียวกันกับกระบอกสูบ ไม่ให้เกิดการพลิกหรือเอียง การคัดชายลูกสูบทั้งนั้นอาจทำให้ลูกสูบที่เคลื่อนที่ด้วยความเร็วเกิดการพลิกได้เล็กน้อย ทำให้เกิดการสึกหรอได้เร็วขึ้น การศึกษาต่ออาจใช้แนวทางอื่นในการลดปัญหาความเสียดทานแทน

4. ปัญหาหนึ่งของงานวิจัยคือ การที่ไม่สามารถผลิตชิ้นงานได้โดยกระบวนการที่เหมาะสม ทำให้ชิ้นงานมีขนาดที่แตกต่างจากที่ได้ออกแบบไว้ค่อนข้างมาก สำหรับปัญหานี้ผู้วิจัยคาดหวังว่าจะมีการผลิตชิ้นงานในเชิงพาณิชย์มากขึ้น



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บรรณานุกรม

- [1] Plint, M. and Maryr, J. Engine Testing: Theory and practice, Butterworth Heinemann.
- [2] Munson, B.R., Young, D.F. and Okiishi, T. Fundamentals of Fluid Mechanics, 4th edition, John Wiley & Sons.
- [3] V. Ganesan, Internal Combustion Engine, 2nd edition, McGraw-Hill.
- [4] W. Pukrabek, Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine, Pearson Prentice Hall.
- [5] J. Shigley, Mechanical Engineering Design, 7th edition, McGraw-Hill.
- [6] R.L. Norton, Design of Machinery : An introduction to the synthesis and analysis of mechanism and machine, 3rd edition, McGraw-Hill.
- [7] ศ.ดร.วิสิทธิ์ อึ้งภากรณ์, รศ.ชาญ ถนังงาน, การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม 1-2, ซีเอ็ดยูเคชั่น.
- [8] Miyamura et al., Roller Rocker Arm, Patent Number: 4,727,832., United States Patent.
- [9] T.Yasushi, H.Tadakuni and M.Tetsuo, Piston Type Gasoline Engine, Publication number: 55-104519., Patent Abstracts of Japan.
- [10] S.Adachi, K.Hario, Y.Nakamura, K.Nakano and A.Tanke, Development of Toyota 1ZZ-FE Engine, SAE Technical Paper Series: 981087, February 1998
- [11] Abe Hokuo, Roller Type Rocker Arm, Publication number: 2001-073722., Patent Abstracts of Japan, 21 March 2001.
- [12] Min Jeong Kim, Piston Structure for Reducing Friction Losses, Publication number: US 2005/0051128 A1, March 10, 2005.
- [13] Vemulapalli D.N. Rao, Low Friction Reciprocating Piston Assembly, Patent number: 5,313,919., United States Patent, May 24, 1994.
- [14] Schenkel, J., Reduced Friction Piston, Publication number: 0 422 586 A1., European Patent Application, October 5, 1990.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้




การสร้างแบบจำลองของระบบเปิด-ปิดวาล์วของเครื่องยนต์บนคอมพิวเตอร์

การสร้างแบบจำลอง

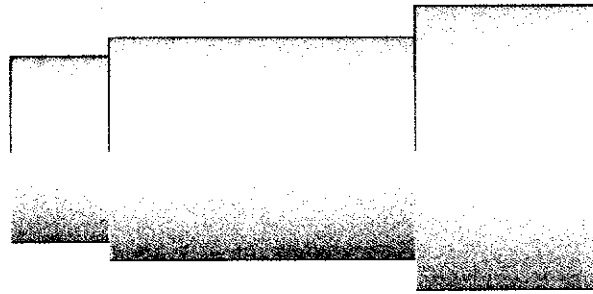
ในแบบจำลองของระบบเปิด - ปิดวาล์วนั้น จะประกอบไปด้วยองค์ประกอบต่าง ๆ ดังนี้ วาล์ว เพลาลูกเบี้ยว กระดิ่งกวดวาล์ว และสปริง ซึ่งการสร้างองค์ประกอบต่าง ๆ จะถูกสร้างบนโปรแกรมเขียนแบบสามมิติ Solidworks ตามขนาดจริง โดยขั้นตอนและวิธีการโดยสังเขปจะเป็นไปตามขั้นตอนดังต่อไปนี้

เริ่มแรกของการสร้างแบบจำลองของระบบเปิด-ปิดวาล์ว จะเริ่มจากการวัดค่าการยกตัวของลูกเบี้ยว ทั้งวาล์ว ไอดีและไอเสีเพื่อหาค่าแรงกระทำที่ได้จากการจำลองสถานการณ์ออกมาใกล้เคียงกับความเป็นจริงมากที่สุด แล้วจึงนำค่าที่วัดได้มาสร้างแบบจำลองเพลาลูกเบี้ยว ดังรูปที่ 1ก



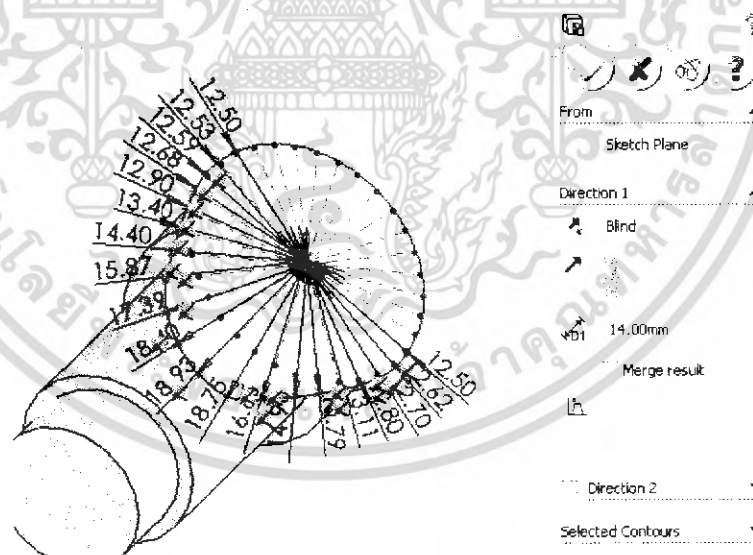
1. เริ่มจากการวาดทรงกระบอกตามที่แสดงในรูปที่ 2ก ตามลำดับ โดยใช้คำสั่ง Sketch  บนระนาบที่ ต้องการ , วาดวงกลมโดย Circle  และ Extrude 

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้






รูปที่ 2ก ส่วนแรกของแบบจำลองพลาสติกเบียว

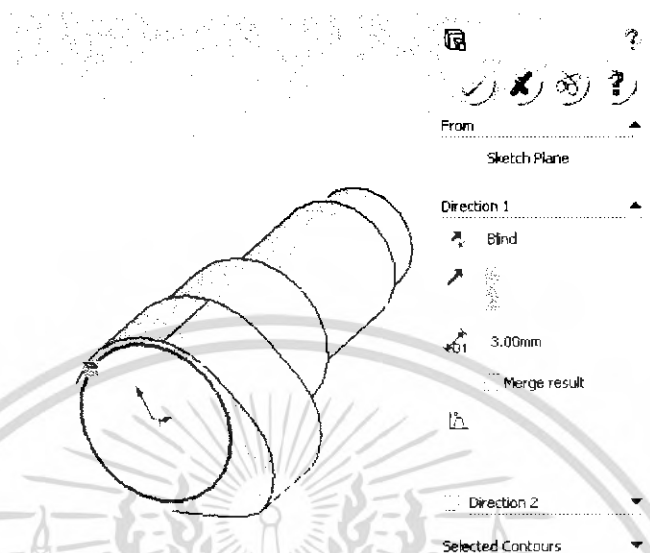
2. สร้างรูปร่างของลูกเบี้ยวทั้งสำหรับวาล์วไอเสีย ดังรูปที่ 3ก โดยใช้คำสั่ง Sketch บนระนาบที่ต้องการ, กำหนดมุมยกตัวโดยใช้ Centerline, กำหนดระยะยกโดย Point, เชื่อมต่อแต่ละจุดด้วย Spline และ สร้างรูปร่างสามมิติโดย Extrude








รูปที่ 3ก การทำเส้นร่างของลูกเบี้ยวสำหรับระบบไอเสีย

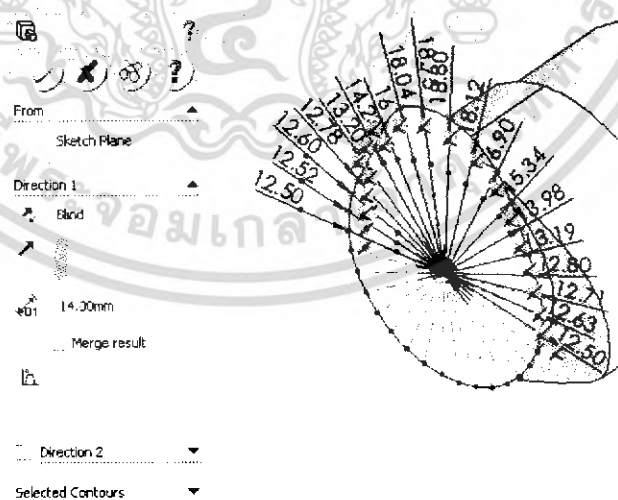
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3. สร้างร่องเพื่อแยกระหว่างไอคี่และไอเสียบ ตามที่แสดงในรูปที่ 4ก โดยใช้คำสั่ง Sketch , Circle  และ Extrude 






รูปที่ 4ก การสร้างร่องเพื่อแยกระหว่างลูกเบี้ยวระบบไอคี่และไอเสียบ

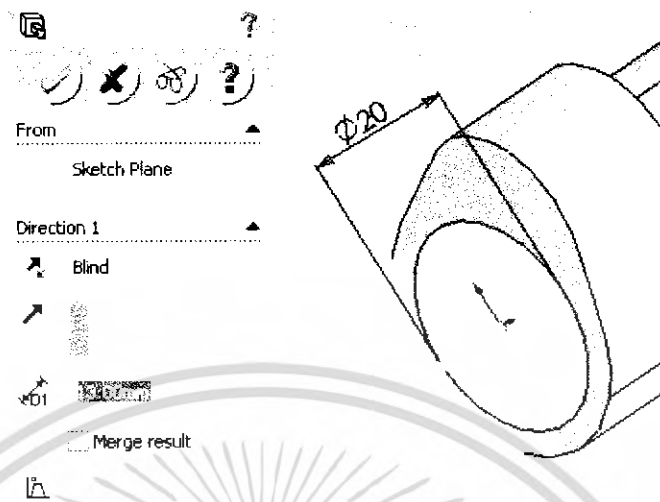
4. สร้างลูกเบี้ยวสำหรับวาล์วไอคี่ ตามที่แสดงในรูปที่ 5ก โดยใช้คำสั่ง Sketch  บนระนาบที่ ต้องการ, กำหนดมุมยกตัวโดยใช้ Centerline , กำหนดระยะยกโดย Point , เชื่อมต่อแต่ละจุดด้วย Spline  และ สร้างรูปร่างตามมิติโดย Extrude 



รูปที่ 5ก การทำเส้นร่างของลูกเบี้ยวสำหรับระบบไอคี่

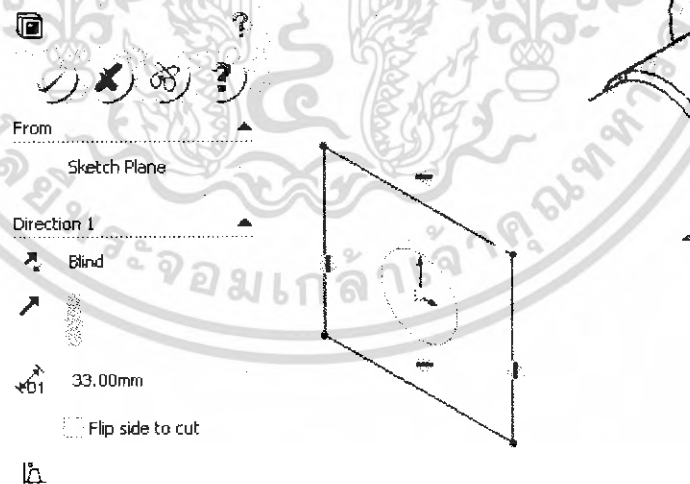
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5. สร้างส่วนรองรับเฟลาตามที่แสดงในรูปที่ 6ก โดยใช้คำสั่ง Sketch , Circle  และ Extrude 



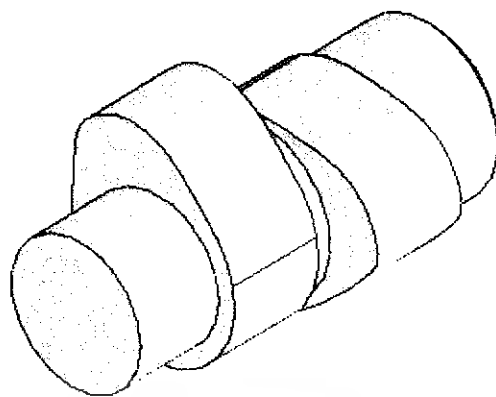
รูปที่ 6ก การสร้างแกนรองรับเฟลาลูกเบี้ยว

6. เนื่องจากในการจำลองสถานการณ์จะสนใจเฉพาะในส่วนที่เป็นลูกเบี้ยว จึงทำการลดรูปร่างของเฟลา ลูกเบี้ยวให้กะทัดรัดขึ้นโดยใช้คำสั่ง Extrude Cut  ตามที่แสดงในรูปที่ 7ก และรูปร่างที่สมบูรณ์ จะถูกแสดงไว้ในรูปที่ 8ก



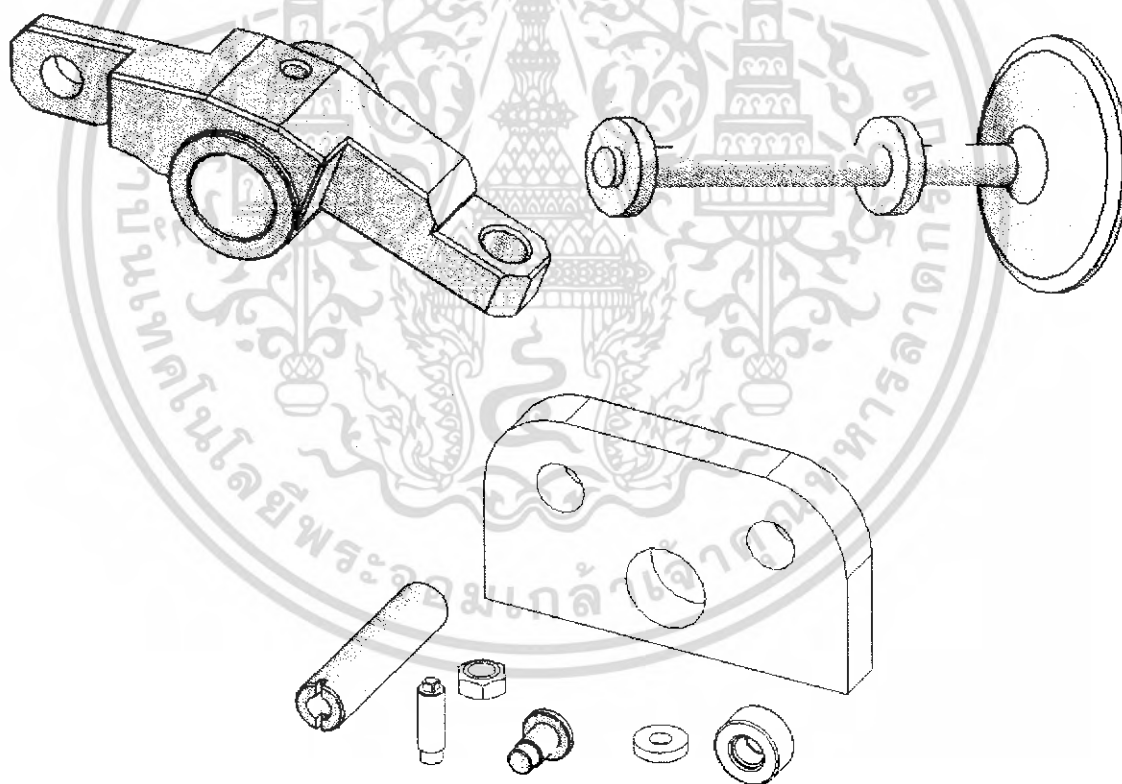
รูปที่ 7ก การลดรูปร่างของเฟลาลูกเบี้ยว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



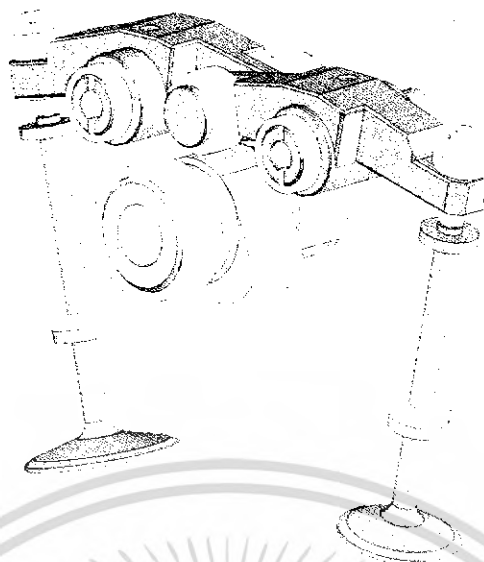
รูปที่ 8ก แบบจำลองเพลาลูกเบี้ยว

สำหรับชิ้นส่วนอื่นๆ รูปร่างที่สมบูรณ์จะถูกแสดงไว้ในรูปที่ 9ก จากนั้นจะใช้ส่วนของการประกอบชิ้นส่วนภายในโปรแกรม เพื่อสร้างแบบจำลองสำหรับการจำลองสถานการณ์ต่อไป



รูปที่ 9ก ชิ้นส่วนทั้งหมดภายในแบบจำลองของระบบบวแล้ว

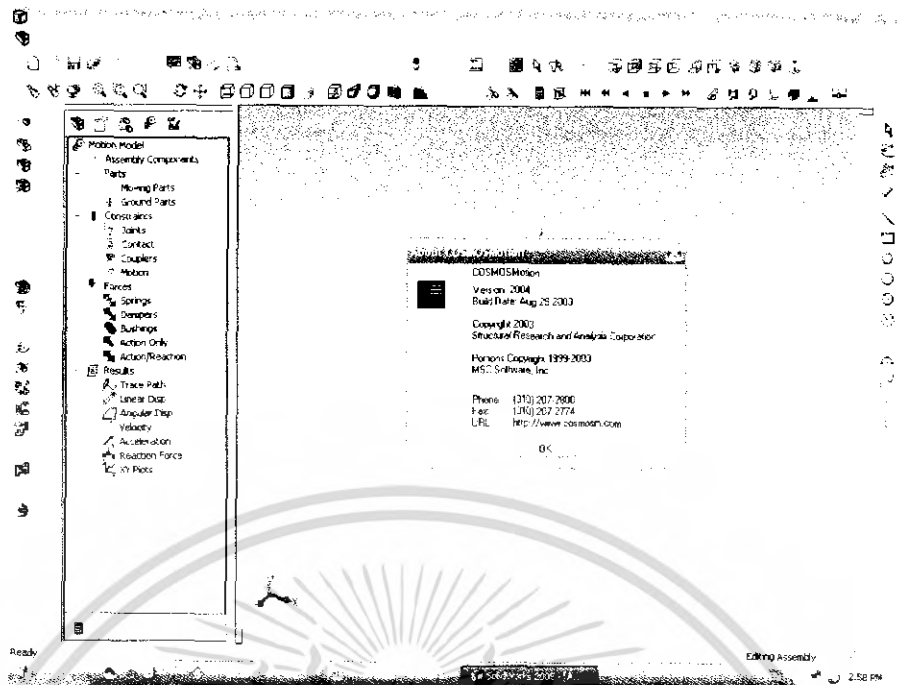
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 10ก แบบจำลองของระบบเปิด-ปิดวาล์ว

การจำลองสถานการณ์

การศึกษาแรงกระทำระหว่างชิ้นส่วนต่างๆ ภายในระบบเปิด-ปิดวาล์ว นั้น สามารถทำได้ทั้งสร้างชุดทดลองเพื่อวัดค่า และจำลองสถานการณ์ลงบนคอมพิวเตอร์ แต่สำหรับวิธีแรกนั้นมีความยุ่งยากมากกว่า ต้องใช้ทั้งงบประมาณที่สูงกว่าในการติดตั้งอุปกรณ์วัดค่าและระยะเวลาดำเนินการที่นานกว่า ดังนั้นสำหรับโครงการงานนี้จึงเลือกใช้การจำลองสถานการณ์ลงบนคอมพิวเตอร์เพื่อพิจารณาแรงกระทำ ณ จุดต่าง ๆ ที่สนใจ โดยโปรแกรมที่ใช้จะเลือกใช้โปรแกรมที่สามารถสร้างการเคลื่อนไหว และประมาณค่าแรงกระทำที่จุดเชื่อมต่อต่างๆ ที่สนใจได้ ซึ่ง COSMOSMotion v.2004 ของบริษัท MSC.Software, Inc. สามารถตอบสนองความต้องการของโครงการงานนี้ และยังมีฟังก์ชันการทำงานที่ง่ายต่อการศึกษาและเรียนรู้ อีกทั้งยังสามารถเชื่อมต่อการทำงานกับโปรแกรมเขียนแบบสามมิติ Solidworks ได้โดยตรงอีกด้วย

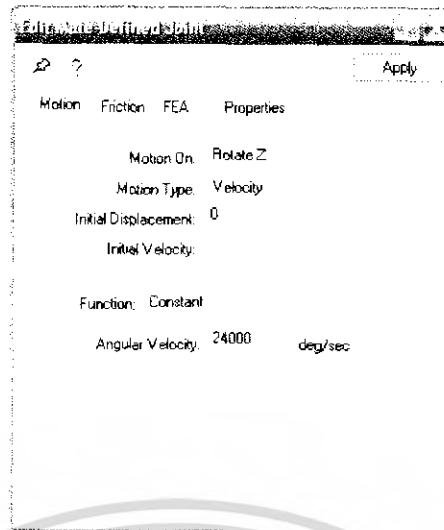


รูปที่ 11ก หน้าต่างโปรแกรม COSMOSMotion บนโปรแกรม Solidworks


จากแบบจำลองของระบบวาล์วที่สร้างขึ้น จะดำเนินการกำหนดปัญหาและเงื่อนไขการจำลองสถานการณ์ตามขั้นตอนดังนี้

1. กำหนดความเร็วรอบการหมุนของเพลาลูกเบี้ยว โดยโปรแกรมจะใช้ค่าความเร็วรอบในหน่วยขององศาการหมุนต่อวินาที ดังนั้นที่ความเร็วรอบคงที่เท่ากับ 4000 รอบต่ออนาที จะต้องใส่ค่าลงโปรแกรมเป็น 24000 องศาการหมุนต่อวินาที และไม่คิดผลของแรงเสียดทาน โดยคลิกขวาที่ไอคอน  Revolute สำหรับแกนหมุนของเพลาลูกเบี้ยวแล้วเลือกคำสั่ง Property

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้




รูปที่ 12ก หน้าต่างกำหนดลักษณะการเคลื่อนที่ของข้อต่อต่างๆ

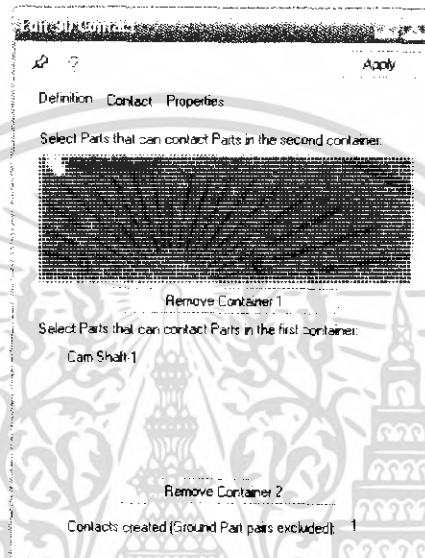
- สร้างรูปแบบของแรงกระทำในลักษณะของสปริงซึ่งเชื่อมต่อระหว่างวาล์วกับตัวหยุดตำแหน่งของวาล์วโดยคุณสมบัติของสปริงที่ใช้มีค่าดังนี้ ค่าคงที่ของสปริง 33.31 นิวตันต่อมิลลิเมตร แรงภายในเริ่มต้น 294.5 นิวตัน เส้นผ่านศูนย์กลางขดสปริง 20 มิลลิเมตร จำนวนขดสปริง 7 ขด และเส้นผ่านศูนย์กลางของขดลวดสปริง 3 มิลลิเมตร โดยการคลิกขวาที่ไอคอน  Springs แล้วเลือกคำสั่ง Add Linear Spring




รูปที่ 13ก หน้าต่างกำหนดคุณสมบัติของสปริง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

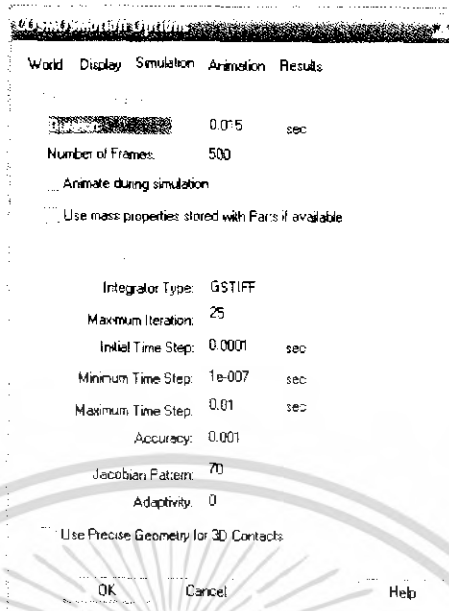
- กำหนดหน้าสัมผัสแบบสามมิติระหว่างเพลาลูกเบี้ยวกับกระเดื่องควาล์ว แท่งควาล์วกับก้านวาล์ว และตัวหยุดตำแหน่งของวาล์วกับวาล์ว โดยการคลิกขวาที่ไอคอน  Contact แล้วเลือกคำสั่ง Add 3D Contact โดยลักษณะของการสัมผัสจะเลือกใช้แบบ Nylon-Nylon และไม่คิดแรงเสียดทาน เพื่อไม่ต้องการให้แรงกระแทกที่เกิดจากความขรุขระของรูปร่างลูกเบี้ยวที่สร้างขึ้นมีผลต่อขนาดแรงที่หน้าสัมผัส แต่จะชดเชยแรงกระแทกนี้ในขั้นตอนการออกแบบโดยการกำหนดค่าความปลอดภัยให้แก่งาน





รูปที่ 14ก หน้าต่างกำหนดคุณลักษณะของการสัมผัสแบบสามมิติ

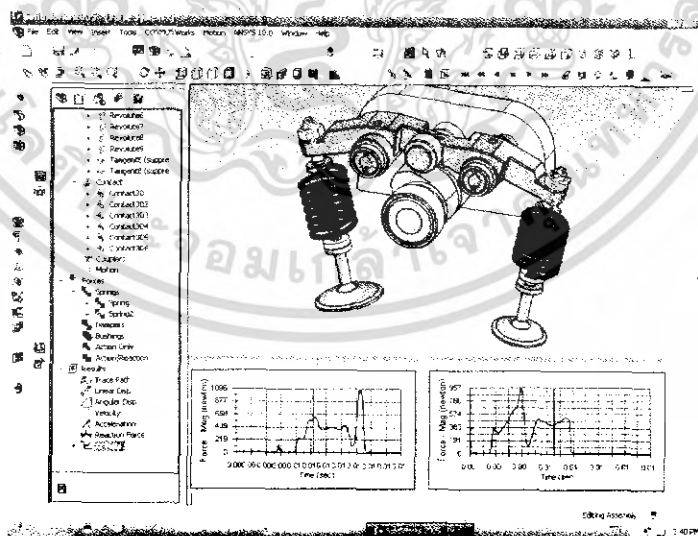
- ตั้งค่าการจำลองสถานการณ์ โดยจะทำการจำลองสถานการณ์ในช่วง 0.015 วินาทีแรก ซึ่งหมายถึงเพลาลูกเบี้ยวจะหมุนครบ 1 รอบที่ความเร็วรอบการหมุนที่ 4000 รอบต่อนาที และจำนวนเฟรมการแสดงผล 500 โดยคลิกไอคอน  บนแถบเครื่องมือและเลือก Use Precise Geometry for 3D Contacts

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 15ก หน้าต่างกำหนดเงื่อนไขในการจำลองสถานการณ์

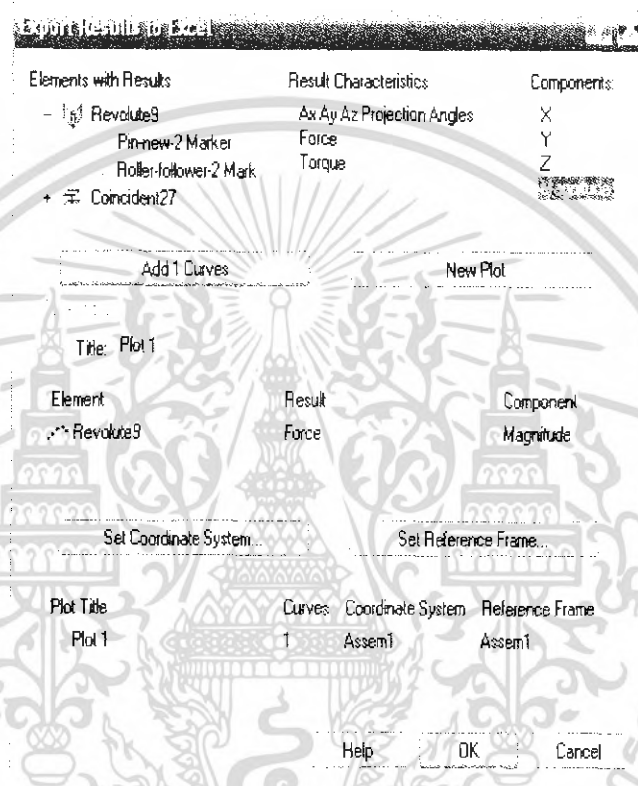
5. ทำการจำลองสถานการณ์ตามเงื่อนไขการทำงานที่กำหนด และพิจารณาแรงกระทำระหว่างเพลาลูกเบี้ยวกับโรลเลอร์ของกระโถนควาล์วทั้ง ไอดีและ ไอเสี โดยการคลิกที่ไอคอน  บนแถบเครื่องมือ แล้วให้โปรแกรมแสดงกราฟขนาดของแรงที่กระทำกับโรลเลอร์โดยการคลิกขวาที่  Revolute ของแกนโรลเลอร์ทั้งสอง เลือก Plot ตามด้วยคำสั่ง Reaction Force และ Magnitude



รูปที่ 15ก หน้าต่าง โปรแกรมแสดงผลการจำลองสถานการณ์

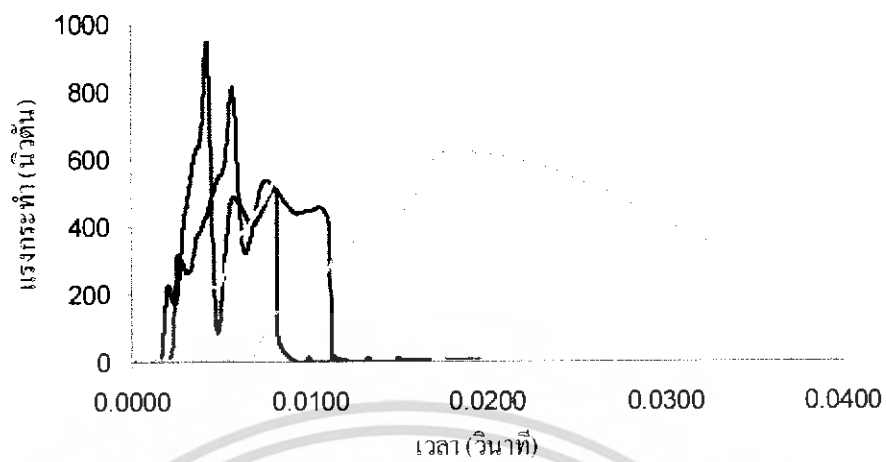
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากผลของการจำลองสถานการณ์การทำงานของระบบวาล์วเมื่อเพลาลูกเบี้ยวมีความเร็วรอบในการหมุน 4000 รอบต่อนาที แรงกระทำระหว่างหน้าสัมผัสของลูกเบี้ยวกับโรลเลอร์ของกระต็องควาล์วที่เปลี่ยนแปลงตามเวลาจะสามารถพิจารณาได้จากรูปที่ 18ก และ 19ก โดยกราฟข้อมูลจะถูกแบ่งออกเป็น 500 ชุดข้อมูลที่เวลาต่างๆ เพื่อใช้ในการออกแบบต่อไป ซึ่งสามารถส่งออกข้อมูลไปยังโปรแกรม MS-Excel โดยเลือกคำสั่ง Motion บนแถบเมนู ตามด้วย Export Results และ To Spreadsheet จากนั้นจะปรากฏกล่องคำสั่งตามรูปที่ 17ก แล้วจึงเลือกขนาดของแรงกระทำ ณ จุดที่สนใจ

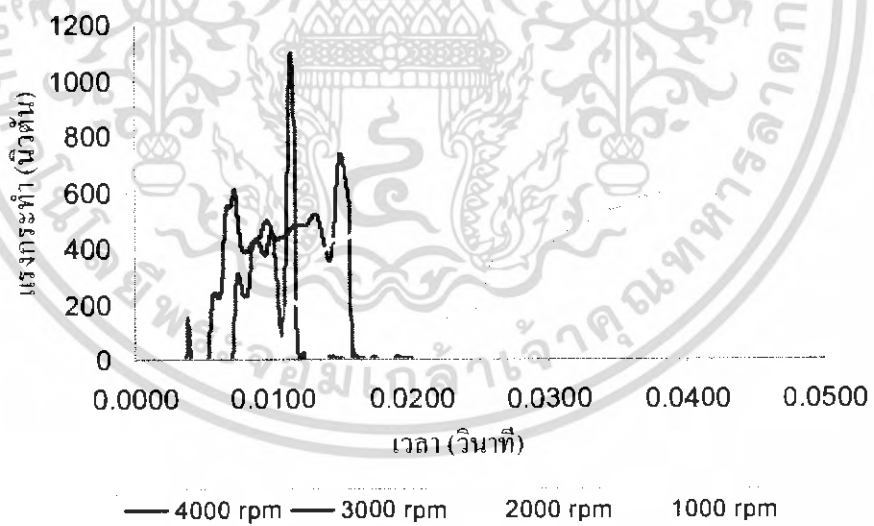


รูปที่ 17ก หน้าต่างการส่งออกข้อมูลไปยังโปรแกรม Excel

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



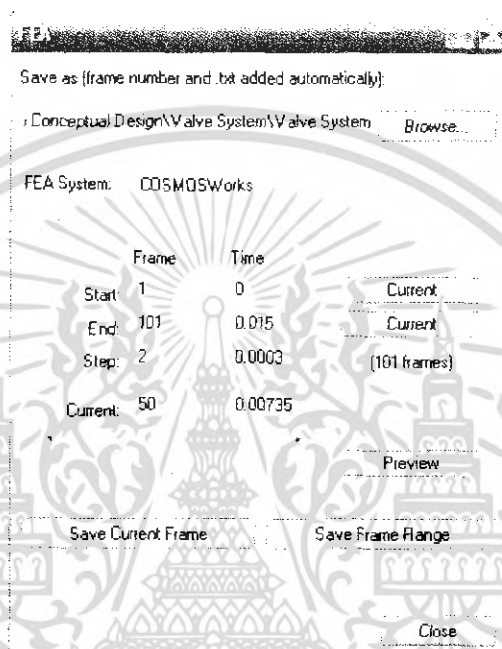
รูปที่ 18 กราฟแรงกระทำบริเวณลูกเบี้ยวระบบบดแล้วไอเสียที่ความเร็ว 1000, 2000, 3000 และ 4000 รอบต่อนาที



รูปที่ 19 กราฟแรงกระทำบริเวณลูกเบี้ยวระบบบดแล้วไอคี่ที่ความเร็ว 1000, 2000, 3000 และ 4000 รอบต่อนาที

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ในกรณีที่ต้องการวิเคราะห์ค่าความเค้นที่เกิดขึ้นกับชิ้นงานที่กำลังเคลื่อนที่นั้น COSMOSMotion สามารถส่งออกข้อมูลของแรงที่กระทำกับแบบจำลองในจังหวะการเคลื่อนที่ต่างๆ ไปยังโปรแกรม COSMOSWorks และ Visual Nastran เพื่อทำการวิเคราะห์ค่าความเค้นและตรวจสอบการออกแบบ โดยเลือกคำสั่ง Motion บนแถบเมนู ตามด้วย Export Results และ To FEA จากนั้นจะปรากฏกล่องคำสั่ง เลือก Derive Joint Load Entities from Mates ตามด้วย OK จะปรากฏหน้าต่างเพื่อเลือกจังหวะการเคลื่อนไหวที่ต้องการตรวจสอบความเค้น ดังรูปที่ 20ก




รูปที่ 20ก หน้าต่างแสดงการเลือกจังหวะเคลื่อนไหวเพื่อส่งออกข้อมูลไปยัง โปรแกรมวิเคราะห์ความเค้น

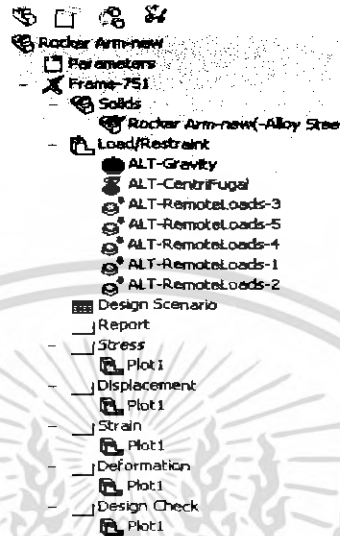
การวิเคราะห์ความเค้นสมมูลโดย COSMOSWorks

จากการจำลองสถานการณ์ที่ผ่านมา สามารถวิเคราะห์ค่าความเค้นในชิ้นส่วนที่ต้องการพิจารณาในแต่ละจังหวะของการทำงานได้โดยการนำข้อมูลที่ส่งออกมาจาก COSMOSMotion และ กำหนดเงื่อนไขการวิเคราะห์ตามขั้นตอนดังนี้

1. นำเข้าข้อมูลการเคลื่อนไหวจากการจำลองสถานการณ์ โดยเลือกคำสั่ง COSMOSWorks บนแถบเครื่องมือ ตามด้วย Import Motion Loads จากนั้นโปรแกรมจะแสดงหน้าต่างเพื่อให้เลือกข้อมูลการเคลื่อนไหวที่ต้องการนำเข้า โดยจะพิจารณาจังหวะที่เกิดแรงกระทำสูงสุด
2. คลิกขวาที่ชิ้นส่วนที่ต้องการวิเคราะห์ความเค้น เลือก Open Part เพื่อเปิดชิ้นงาน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3. ในส่วนของ COSMOSWorks Manager จะเป็นการกำหนดเงื่อนไขในการวิเคราะห์ ซึ่งในส่วนของภาระโหลด ข้อมูลการเคลื่อนไหวที่ถูกนำเข้ามาจะกำหนดไว้เรียบร้อยแล้ว ดังนั้นในส่วนนี้จะต้องกำหนดคุณสมบัติของวัสดุ โดยการคลิกขวาที่  Solids เลือก Apply Material to all




รูปที่ 21ก แสดงลักษณะของ COSMOSWorks Manager

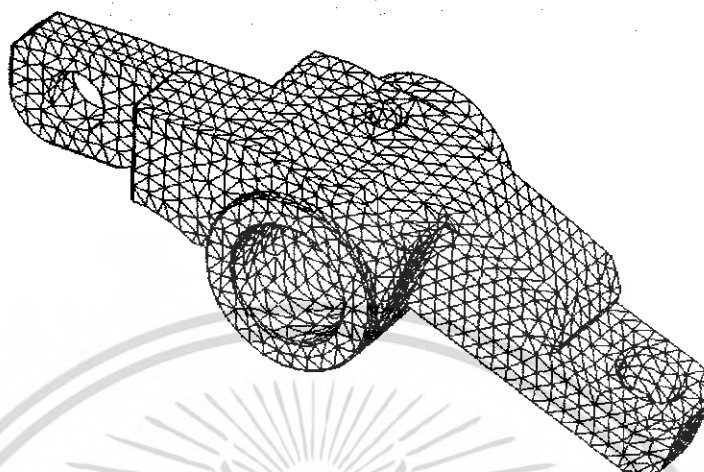
โปรแกรมต้องการคุณสมบัติเบื้องต้นของวัสดุที่นำมาผลิตชิ้นงาน ซึ่งจะใช้ค่าประมาณโดยทั่วไป สำหรับเหล็กกล้าผสมคาร์บอน SCM-440 (AISI-4140) ชุมแข็งที่อุณหภูมิประมาณ 540 องศาเซลเซียส ดังที่แสดงไว้ในตารางที่ 1ก

ตารางที่ 1ก คุณสมบัติเบื้องต้นของเหล็กกล้าผสม SCM-440 (AISI-4140)




Elastic modulus	2.1e+011 N/m ²
Poisson's ratio	0.28
Shear modulus	7.9e+010 N/m ²
Mass density	7700 kg/m ³
Tensile strength	9.807e+008 N/m ²
Yield strength	8.336e+008 N/m ²
Thermal expansion coefficient	1.23e-005 /Kelvin
Thermal conductivity	42 W/(m.K)
Specific heat	473 J/(kg.K)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

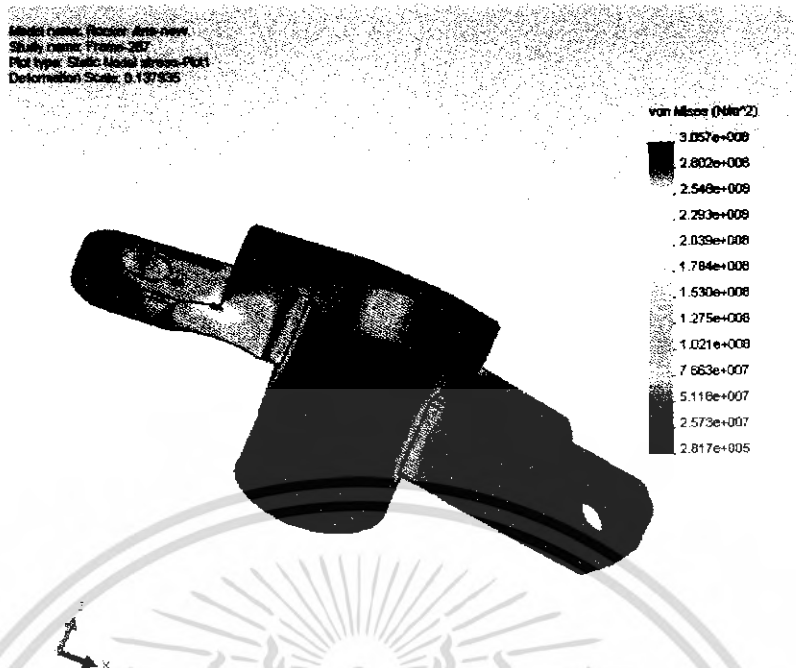
4. ทำการแบ่งปริมาตรชิ้นงานเพื่อการทำ FEA (Finite Element Analysis) โดยคลิกขวาที่  Mesh ใน COSMOS Maneger จากนั้นเลือก Create จะแสดงหน้าต่างเพื่อกำหนดขนาดของปริมาตรย่อย



รูปที่ 21ก การแบ่งปริมาตรย่อยสำหรับการวิเคราะห์ความเค้น

5. กำหนดคุณสมบัติของตัวคำนวณ โดยคลิกขวาที่  Frame เลือก Properties โปรแกรมจะแสดงหน้าต่างขึ้นมาเพื่อตั้งค่าโปรแกรม เลือก FEEPlus และ Use Inertial Relief ในส่วนของ Options และ ในส่วนของ Flow/Thermal Effects เลือก Include Thermal effects โดยกำหนดปัญหาที่ Uniform Temperature 273.15 เคลวิน หรือ 100 องศาเซลเซียส
6. เลือกคำสั่ง  บนแถบเครื่องมือ เพื่อเริ่มการคำนวณ เมื่อคำนวณเสร็จโปรแกรมจะสร้างผลการคำนวณไว้ที่  Plot1 ใน COSMOS Manager ซึ่งจะแสดงเป็นลักษณะของเจดสีที่มีค่าจากการคำนวณกำกับไว้ดังแสดงในรูปที่ 22ก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 22ก การวิเคราะห์ความเค้นสมมูลโดยใช้ COSMOSWorks ในจังหวะที่เกิดแรงกระทำสูงสุด

การประมาณค่าความแรงสมมูลที่กระทำกับโรลเลอร์

จากผลการจำลองสถานการณ์ใน COSMOSMotion และกราฟแสดงแรงกระทำบริเวณลูกเบี้ยว สามารถหาค่าแรงสมมูลที่กระทำกับโรลเลอร์ได้ดังนี้

จากสมการการหาค่าแรงสมมูลที่กระทำกับโรลเลอร์

$$F_{eq} = \left[\frac{1}{T} \int_0^T F^k dt \right]^{1/k}$$

1. นำเข้าชุดข้อมูลจากการจำลองสถานการณ์ โดยแยกกันระหว่างระบบไอดีและไอเสีย
2. หาค่าของแรงกระทำยกกำลัง 10/3 สำหรับโรลเลอร์เบริง
3. ใช้วิธีประมาณค่าอินทิเกรตโดยวิธีสี่เหลี่ยมคางหมูเพื่อประมาณค่าพื้นที่ใต้กราฟ และใช้ค่าช่วงเวลาย่อย $h = t_{i+1} - t_i$ เท่ากับ เวลาทั้งหมดในหนึ่งวัฏจักรแรงหารด้วยจำนวนเฟรมในการคำนวณ โดยจะจัดรูปสมการแรงสมมูลขึ้นมาใหม่ ให้อยู่ในรูปของผลรวมของพื้นที่ย่อย

$$F_{eq} = \left[\frac{1}{T} \sum_{i=0}^n \frac{f_i^k + f_{i+1}^k}{2} \cdot (t_{i+1} - t_i) \right]^{1/k}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- 4. หาผลรวมของตัวเลขที่คำนวณได้จากขั้นตอนที่ 3 แล้วหารด้วยเวลาที่ทั้งหมด จากนั้นคำนวณค่า ยกกำลัง 3/10 เพื่อหาค่าแรงสมมูลที่กระทำกับโรลเลอร์

The screenshot shows an Excel spreadsheet with the following data structure:

		Force (Newton)		Ball bearing					
		Intake	Exhaust	Intake	Exhaust	Intake	Exhaust		
Frame	Time	Magnitude	Magnitude	F1=F1*k	F2=F2*k	h'(F1+F2)/2	h'(F1+F2)/2	Sum	Avg
1	0.000	1.2085E-02	6.2063E-02	4.0507E-07	9.46499E-06	6.07605E-12	1.4197E-09	8432883.21	562192214
2	0.000	1.2365E-02	6.2063E-02	4.0507E-07	9.46499E-06	1.41492E-08	2.5312E-06	6797376.522	453168434.8
3	0.000	1.5229E-01	1.4362E+00	0.001886154	3.334939435	1.19182E-06	0.00071519		421.662956
4	0.000	5.7384E-01	3.6847E+00	0.157022809	92.15756112	4.68062E-06	0.00146776		
5	0.000	6.0588E-01	4.0229E+00	0.487046027	103.5435774	8.427E-06	0.00099991		
6	0.000	7.4203E-01	2.7680E+00	0.96987502	25.77763782	1.23785E-05	0.00029361		
7	0.000	1.0770E+00	1.9668E+00	1.26068053	9.365374433	4.43622E-05	9.5515E-06		
8	0.000	1.5840E+00	1.4409E+00	4.633044099	3.378990816	0.000139518	3.6644E-05		
9	0.000	2.2057E+00	1.0999E+00	13.96930896	1.373496066	0.000364791	1.4979E-05		
10	0.000	2.8972E+00	6.6793E-01	34.66948033	0.623664636	0.000808539	7.1077E-06		
11	0.000	3.6244E+00	7.1314E-01	78.13571457	0.324026706	0.001554506	3.9128E-06		
12	0.000	4.3606E+00	6.1488E-01	135.4651372	0.197678324	0.002713955	2.6433E-06		
13	0.000	5.0843E+00	5.7134E-01	225.9955783	0.154756645	0.004290706	2.292E-06		
14	0.000	5.7779E+00	5.6697E-01	346.0965976	0.150847827	0.006299619	2.6042E-06		
15	0.000	6.4280E+00	6.0086E-01	493.8506268	0.183052146	0.008674325	3.2259E-06		
16	0.000	7.0219E+00	6.5743E-01	662.7260642	0.247070627	0.011301712	4.8324E-06		
17	0.000	7.5497E+00	7.5803E-01	844.1689142	0.39724617	0.014084052	6.0672E-06		
18	0.000	8.0071E+00	8.9115E-01	1027.038052	0.681041636	0.016783638	1.3214E-05		
19	0.000	8.4124E+00	1.0236E+00	1210.76698	1.080897327	0.019633782	2.0128E-05		
20	0.000	8.8500E+00	1.1520E+00	1433.737315	1.602840728	0.022428641	2.9195E-05		
21	0.000	9.0714E+00	1.2822E+00	1556.981153	2.283655527	0.024208624	4.0632E-05		
22	0.000	9.2659E+00	1.4079E+00	1670.9349E2	3.127727219	0.025620019	5.4535E-05		
23	0.000	9.3874E+00	1.5318E+00	1745.067802	4.143671395	0.026413436	7.0758E-05		
24	0.000	9.4381E+00	1.6484E+00	1776.730535	5.290714871	0.026892345	8.8743E-05		
25	0.000	9.4267E+00	1.7667E+00	1768.915483	6.541700655	0.026192491	0.00010794		
26	0.000	9.3523E+00	1.8655E+00	1723.416595	7.850684879	0.025164325	0.00012773		
27	0.000	9.2177E+00	1.9447E+00	1624.006788	9.136604328	0.023177625	0.00014703		

รูปที่ 23ก หน้าต่างแสดงการคำนวณแรงสมมูลบนโปรแกรม Excel

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1.1 Hole base fits in constant use.

Base Hole	Class of Tolerance Range for Shafts																
	Clearance fit				Transition fit				Close fit								
H6				g5	h5	js5	k5	m5									
				f6	h6	js6	k6	m6				n6*	p6*				
H7				f6	h6	js6	k6	m6				n6	p6*	r6*	s6	t6	u6 x6
				e7	f7	js7											
H8					f7												
					e8	f8											
H9				d9	e9												
				d8	e8												
H10				c9	d9	e9											
				b9	c9	d9											

[Note]* Fits will make an exception according to the classification of dimensions.

2.1 Shaft base fittings which are in constant use.

Reference axis	Class of Tolerance Range for Shafts																
	Clearance fit				Transition fit				Close fit								
h5					H6	JS6	K6	M6				N6*	P6				
				F6	G6	JS6	K6	M6				N6	P6*				
h6				F7	G7	JS7	K7	M7				N7	P7*	R7	S7	T7	U7 X7
				E7	F7												
h7				F8													
				D8	E8	F8											
h8				D9	E9												
				D8	E8												
h9				C9	D9	E9											
				B10	C10	D10											

[Note] * Fits will make an exception according to the classification of dimensions.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

The dimension tolerance of shaft used for fittings which are in constant use.

Standard Dimension (mm)	Class of Tolerance Range for Shafts																										
	D9	c9	d8	d9	e7	e8	e9	f6	f7	f8	g5	g6	h5	h6	h7	h8	h9	js5	js6	js7	k5	k6	m5	m6	n5 +	n6	p6
3	-140	-60	-20	-20	-14	-14	-14	-14	-6	-6	-2	-2	0	0	0	0	0	±2	±3	±5	+4	+6	+6	+8	+8	+10	+12
5	-165	-85	-34	-45	-24	-28	-30	-12	-16	-20	-6	-8	-4	-8	-10	-14	-25	±2	±3	±5	0	0	+2	+2	+4	+4	+6
3	-140	-70	-30	-30	-20	-20	-20	-10	-10	-10	-4	-4	0	0	0	0	0	±2.5	±4	±6	+6	+9	+9	+12	+13	+16	+20
5	-170	-100	-48	-60	-32	-38	-50	-18	-22	-28	-9	-12	-5	-8	-12	-18	-30	±2.5	±4	±6	+7	+11	+4	+4	+8	+8	+12
6	-160	-80	-40	-40	-25	-25	-19	-13	-13	-13	-5	-5	0	0	0	0	0	±3	±4.5	±7.5	+7	+10	+12	+15	+16	+19	+24
10	-188	-118	-62	-76	-40	-47	-64	-22	-28	-35	-11	-14	-6	-9	-15	-22	-36	±3	±4.5	±7.5	+7	+11	+6	+6	+10	+10	+15
14	-180	-95	-50	-50	-32	-32	-32	-16	-16	-16	-6	-6	0	0	0	0	0	±4	±5.5	±9	+9	+12	+15	+18	+20	+29	+39
14	-193	-138	-77	-93	-50	-59	-75	-27	-34	-43	-14	-17	-8	-11	-18	-27	-43	±4	±5.5	±9	+11	+11	+7	+7	+12	+12	+18
18	-180	-110	-65	-65	-40	-40	-40	-20	-20	-20	-7	-7	0	0	0	0	0	±4.5	±6.5	±10.5	+11	+15	+17	+21	+24	+36	+46
24	-212	-162	-98	-117	-61	-73	-92	-33	-41	-53	-15	-20	-9	-13	-21	-33	-52	±4.5	±6.5	±10.5	+11	+15	+17	+21	+24	+36	+46
30	-170	-120	-80	-80	-50	-50	-50	-25	-25	-25	-9	-9	0	0	0	0	0	±5.5	±9	±12.5	+13	+18	+20	+25	+28	+42	+56
40	-180	-130	-110	-142	-78	-89	-112	-41	-50	-64	-20	-25	-11	-16	-25	-37	-62	±5.5	±9	±12.5	+13	+18	+20	+25	+28	+42	+56
50	-190	-140	-100	-100	-60	-60	-60	-30	-30	-30	-10	-10	0	0	0	0	0	±6.5	±10.5	±15	+15	+21	+24	+30	+36	+51	+66
65	-264	-214	-146	-174	-90	-108	-134	-48	-60	-76	-23	-29	-13	-19	-30	-46	-74	±6.5	±10.5	±15	+15	+21	+24	+30	+36	+51	+66
80	-274	-224	-156	-184	-100	-120	-148	-58	-71	-90	-27	-34	-16	-22	-35	-54	-87	±7.5	±11	±17.5	+18	+25	+28	+35	+42	+59	+77
100	-307	-257	-174	-207	-107	-128	-159	-68	-83	-106	-32	-40	-18	-25	-40	-63	-100	±7.5	±11	±17.5	+18	+25	+28	+35	+42	+59	+77
120	-327	-267	-190	-220	-110	-132	-164	-74	-90	-116	-36	-44	-20	-28	-44	-68	-107	±7.5	±11	±17.5	+18	+25	+28	+35	+42	+59	+77
140	-360	-300	-214	-244	-120	-144	-178	-84	-102	-132	-40	-48	-22	-30	-46	-70	-107	±9	±12.5	±20	+21	+28	+33	+40	+48	+66	+86
160	-380	-310	-238	-268	-130	-156	-196	-92	-112	-144	-44	-54	-24	-32	-48	-72	-107	±9	±12.5	±20	+21	+28	+33	+40	+48	+66	+86
180	-410	-330	-260	-290	-140	-168	-210	-100	-122	-156	-48	-58	-26	-34	-50	-74	-107	±9	±12.5	±20	+21	+28	+33	+40	+48	+66	+86
180	-440	-340	-280	-310	-150	-180	-220	-108	-132	-168	-50	-60	-28	-36	-52	-76	-107	±10	±14.5	±23	+24	+33	+37	+46	+56	+79	+99
200	-465	-365	-300	-330	-160	-192	-234	-114	-138	-176	-54	-64	-30	-38	-54	-78	-107	±10	±14.5	±23	+24	+33	+37	+46	+56	+79	+99
225	-495	-395	-330	-360	-170	-204	-246	-120	-144	-184	-58	-68	-32	-40	-56	-80	-107	±10	±14.5	±23	+24	+33	+37	+46	+56	+79	+99
250	-520	-420	-360	-390	-180	-216	-258	-126	-150	-192	-60	-70	-34	-42	-58	-82	-107	±10	±14.5	±23	+24	+33	+37	+46	+56	+79	+99
250	-535	-435	-375	-405	-190	-225	-267	-132	-156	-198	-63	-72	-36	-44	-60	-84	-107	±10	±14.5	±23	+24	+33	+37	+46	+56	+79	+99

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่ สงวนลิขสิทธิ์ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

The dimension tolerance of holes used for fittings which are in constant use.

Class of Tolerance Range for Holes

Standard Dimension (mm)	B10	C9	C10	D8	D9	D10	E7	E8	E9	F6	F7	F8	G6	G7	H6	H7	H8	H9	H10	JS6	JS7	K6	K7	M6	M7	N6	N7	P6	
3	+130	+86	+100	+84	+46	+60	+24	+28	+39	+12	+16	+20	+8	+12	+6	+10	+14	+25	+40	±3	±5	0	0	-2	-2	-4	-4	-6	
3	+140	+90	+110	+90	+50	+70	+30	+35	+50	+15	+20	+25	+10	+15	0	0	0	0	0	±4	±6	+2	+3	-1	-1	-5	-4	-9	
5	+150	+116	+139	+116	+76	+99	+40	+47	+61	+22	+28	+35	+14	+20	+3	+15	+22	+36	+58	±4.5	±7.5	+2	+5	-3	0	-7	-4	-12	
10	+230	+138	+165	+144	+93	+127	+50	+59	+75	+27	+34	+43	+17	+24	+11	+18	+27	+48	+70	±5.5	±9	+2	+6	-4	0	-9	-5	-15	
14	+150	+96	+110	+90	+50	+65	+32	+32	+42	+16	+16	+16	+6	+6	0	0	0	0	0	±5.5	±9	-9	-12	-15	-18	-20	-23	-26	
18	+244	+152	+184	+158	+98	+140	+61	+73	+92	+39	+41	+53	+29	+36	+13	+21	+33	+62	+84	±6.5	±10.5	+2	+6	-4	0	-11	-7	-16	
24	+160	+110	+130	+110	+65	+85	+40	+40	+50	+20	+20	+20	+7	+7	0	0	0	0	0	±8	±12.5	-11	-15	-17	-21	-24	-28	-31	
30	+270	+182	+220	+190	+114	+142	+75	+89	+112	+41	+50	+64	+25	+34	+16	+25	+39	+62	+100	±8	±12.5	+3	+7	-4	0	-12	-8	-21	
40	+170	+120	+150	+130	+80	+99	+50	+50	+60	+25	+25	+25	+9	+9	0	0	0	0	0	±8	±12.5	-13	-16	-20	-26	-28	-33	-37	
50	+310	+214	+260	+230	+144	+174	+90	+106	+134	+49	+60	+78	+29	+40	+19	+30	+46	+74	+120	±9.5	±15	+4	+9	-6	0	-14	-9	-26	
65	+320	+224	+270	+240	+150	+180	+90	+90	+90	+60	+80	+90	+30	+40	0	0	0	0	0	±11	±17.5	-15	-21	-24	-30	-33	-37	-45	
80	+360	+257	+310	+270	+174	+207	+107	+126	+159	+58	+71	+90	+34	+47	+22	+35	+54	+87	+140	±11	±17.5	+4	+10	-6	0	-16	-10	-30	
100	+290	+207	+250	+220	+130	+150	+72	+72	+72	+36	+36	+36	+13	+13	0	0	0	0	0	±11	±17.5	-18	-25	-28	-35	-38	-45	-52	
120	+420	+300	+360	+330	+200	+240	+120	+120	+120	+60	+60	+60	+13	+13	0	0	0	0	0										
140	+490	+310	+370	+340	+206	+245	+125	+148	+185	+68	+83	+106	+39	+54	+25	+40	+63	+100	+160	±12.5	±20	+4	+12	-6	0	-20	-12	-36	
160	+290	+210	+260	+230	+145	+170	+85	+85	+85	+43	+43	+43	+14	+14	0	0	0	0	0	±12.5	±20	-20	-26	-33	-40	-46	-52	-61	
180	+470	+330	+390	+360	+242	+285	+146	+172	+216	+79	+98	+122	+44	+61	+29	+46	+72	+116	+185										
200	+525	+355	+425	+390	+242	+285	+146	+172	+216	+79	+98	+122	+44	+61	+29	+46	+72	+116	+185	±14.5	±23	+5	+13	-8	0	-22	-14	-41	
225	+390	+260	+320	+290	+170	+200	+100	+100	+100	+50	+50	+50	+15	+15	0	0	0	0	0	±14.5	±23	-24	-33	-37	-46	-51	-60	-70	
225	+606	+396	+465	+425	+242	+285	+146	+172	+216	+79	+98	+122	+44	+61	+29	+46	+72	+116	+185										
225	+420	+280	+340	+310	+170	+200	+100	+100	+100	+50	+50	+50	+15	+15	0	0	0	0	0	±14.5	±23	-24	-33	-37	-46	-51	-60	-70	

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



ภาคผนวก ค.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

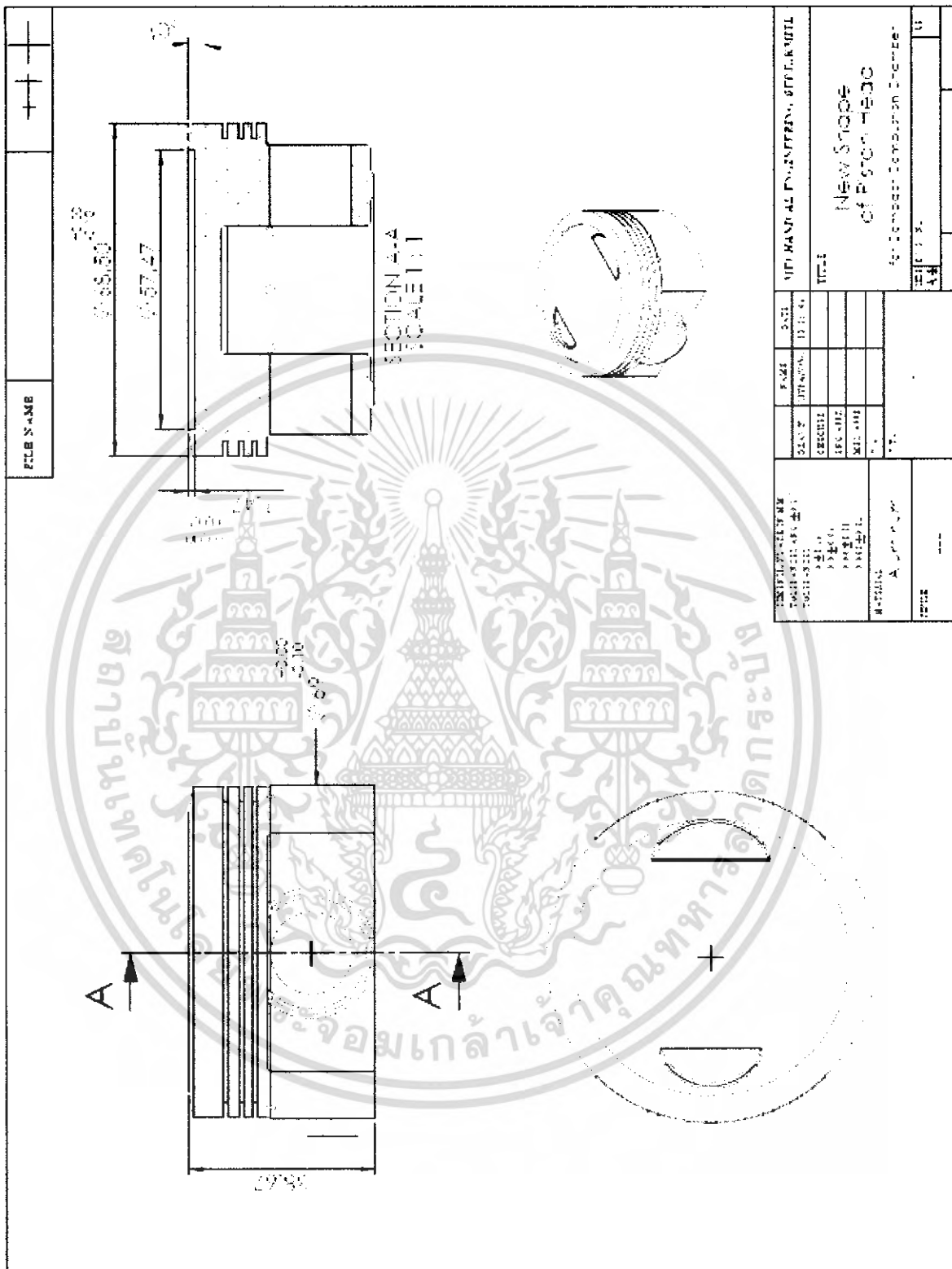
FILE NAME	REVISED: 4/21/16 0/1	+ + +	+ + +
-----------	----------------------	-------	-------

FRONT VIEW

BACK VIEW

COMMENTS: SEE DRAWING FOR DIMENSIONS TOTAL: 1-2016 DATE: 4/21/16 DRAWN BY: [Signature] CHECKED BY: [Signature] SCALE: 1:1 MATERIAL: 304 STAINLESS STEEL	DATE: 4/21/16 TIME: 10:00 AM DRAWING NO.: 1016-001	UNIVERSITY: UTM FACULTY: MECHANICAL ENGINEERING COURSE: MECHANICAL ENGINEERING TITLE: CONNECTION	NAME: [Blank] ID: [Blank] CLASS: [Blank]
---	--	---	--

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

○ Types and Features

● Separable Roller Followers

Model NAST



Model NAST is a separable type of bearing system that combines a thick-wall outer ring, an inner ring and needle rollers equipped with a precision cage.

Model NAST-R



This model is a spherical outer ring type of model NAST. It easily corrects a distortion of the shaft center when the roller follower is installed and helps lighten a biased load.

Model NAST-ZZ



This separable type of bearing system has a labyrinth seal consisting of a pair of side plates formed on both sides of the inner ring of model NAST.

Model NAST-ZZR



This model is a spherical outer ring type of model NAST-ZZ. It easily corrects a distortion of the shaft center when the roller follower is installed.

Model FNAST



This model is basically the same as model NAST, but does not have an inner ring.

Model FNAST-R



This model is basically the same as model NAST-R, but does not have an inner ring. It easily corrects a distortion of the shaft center when the roller follower is installed.

THK

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

g. Roller Follower

● Non-separable Roller Followers

Model NART-R



This model is a non-separable type of bearing system whose inner ring is fixed to the side plates. Since the circumference of the outer ring is spherically ground, it helps lighten a biased load.

Model NART-VR







Based on model NART-R, this model is a full-roller bearing suitable for locations where a heavy load is applied in low speed operation.

○ Types and Model Numbers

The Roller Follower is divided into several types as indicated in table 1.

Table 1 Types of Roller Follower

Classification		Separable type			Non-separable type
Main model No.		RNAST	NAST	NAST-ZZ	NART
Shape					
Cylindrical outer ring	Without seal	RNAST RNAST-M	NAST NAST-M	NAST-ZZ NAST-ZZ-M	—
	With seal	—	—	NAST-ZZDU NAST-ZZMUD	—
Spherical outer ring	Without seal	RNAST-R RNAST-MR	NAST-R NAST-MR	NAST-ZZ-R NAST-ZZ-MR	NART-R NART-MR
	With seal	—	—	NAST-ZZUR NAST-ZZMUR	NART-UR NART-MUR
Full rollers	Without seal	—	—	—	NART-VR NART-MVR
	With seal	—	—	—	NART-VUR NART-MVUR

Note: Symbol M indicates stainless steel type.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Fitting

For the fitting of the Roller Follower with the shaft, we recommend the combinations indicated in table 5.

Table 5 Fitting with the Shaft

Without inner ring	With inner ring
k5, k6	g6, h6

Dust Prevention and Lubrication

The Roller Follower models include seal types (model numbers: * UU), which are incorporated with special synthetic rubber seals that are highly resistant to wear in order to prevent foreign matter from entering the interior of the roller follower and the lubricant from leaking.

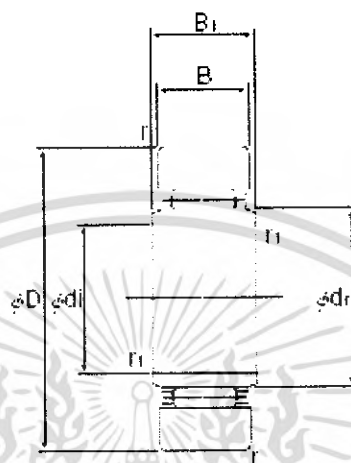
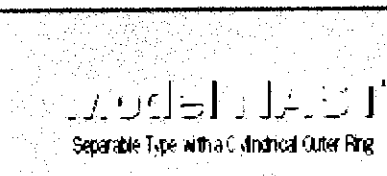
Some models are not filled with grease when assembled. When using a model not filled with grease, apply and fill grease to the interior first (lithium-based grease with consistency of No. 2).

Model No.		Grease
NAST(R) RNAST(R)	No seal setting	Not filled with grease
NAST-ZZ(R) NART-V/R	Without seal With seal	Filled with grease

The lubrication interval varies depending on the operating conditions. As a guide, however, replenish grease of the same group every six months to two years for types with a cage, or every one to 6 months for full-roller types.

Even with types equipped with seals (* UU), surplus grease may seep during the initial operation period or immediately after resumption of grease replenishment. If desiring to avoid contamination of the surrounding area of the machine by grease, first perform seasoning or the like in advance, and then wipe the seeping surplus grease.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



Unit: mm

Model No.	Major dimensions							Basic load rating		Track load capacity kN	Rotation speed limit* min ⁻¹	Mass g
	Cylindrical outer ring	Inner diameter d1	Inscribed circle diameter dr	Outer diameter D	B1	B	r	r1	C kN			
NAST 6	6	10	19	10	9.8	0.5	0.5	4.12	4.55	3.53	20000	17.8
NAST 8	8	12	24	10	9.8	1	0.5	5.68	5.89	4.02	17000	29
NAST 10	10	14	30	12	11.8	1.5	0.5	9.7	9.67	5.59	15000	50
NAST 12	12	16	32	12	11.8	1.5	0.5	10.4	10.9	5.99	13000	58
NAST 15	15	20	35	12	11.8	1.5	0.5	12.3	14.3	6.57	10000	62
NAST 17	17	22	40	16	15.8	1.5	0.5	17.4	20.9	10.9	9500	110
NAST 20	20	25	47	16	15.8	1.5	0.5	19.2	24.5	12.7	8500	155
NAST 25	25	30	52	16	15.8	1.5	0.5	20.7	28.4	14.1	7000	180
NAST 30	30	35	62	20	19.8	1.5	1	30.3	45.4	22.1	5500	320
NAST 35	35	42	72	20	19.8	1.5	1	32.2	50.6	25.7	5000	440
NAST 40	40	50	80	20	19.8	2	1.5	35.7	61.6	26.9	4000	530
NAST 45	45	55	85	20	19.8	2	1.5	37.1	66.4	28.5	4000	580
NAST 50	50	60	90	20	19.8	2	1.5	38.7	71.8	30.2	3500	635



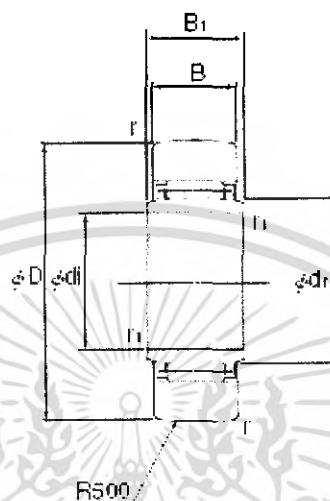
The rotation speed limit value in the table (*) applies to models using grease lubrication. With those models using oil lubrication, up to 130% of this value is permitted. Stainless steel types are also available. Contact H.H.K. for details.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Model NAST-R

Separable Type with a Spherical Outer Ring

q. Roller Follower



Unit: mm

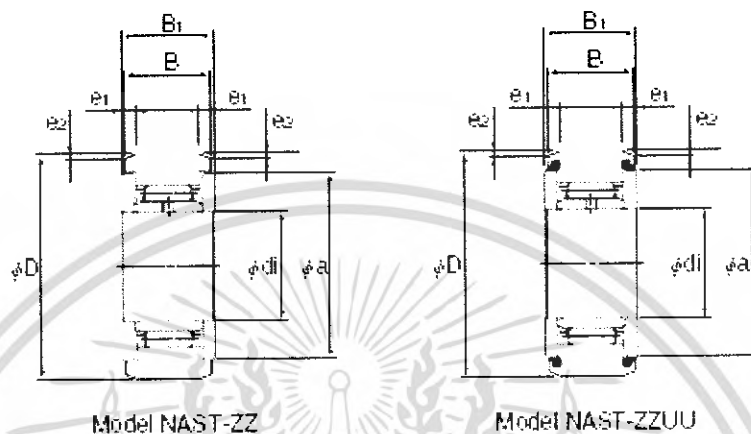
Model No.	Major dimensions							Basic load rating		Track load capacity kN	Rotation speed limit* min ⁻¹	Mass g	
	Cylindrical outer ring	Inner diameter di	Inscribed circle diameter dr	Outer diameter D	B_1	B	r	r_1	C kN				C_0 kN
NAST 6R		6	10	19	10	9.8	0.5	0.5	4.12	4.55	1.37	20000	17.8
NAST 8R		8	12	24	10	9.8	1	0.5	5.68	5.89	1.86	17000	28
NAST 10R		10	14	30	12	11.8	1.5	0.5	9.7	9.67	2.45	15000	50
NAST 12R		12	16	32	12	11.8	1.5	0.5	10.4	10.9	2.74	13000	58
NAST 15R		15	20	35	12	11.8	1.5	0.5	12.3	14.3	3.14	10000	62
NAST 17R		17	22	40	16	15.8	1.5	0.5	17.4	20.9	3.72	9500	110
NAST 20R		20	25	47	16	15.8	1.5	0.5	19.2	24.5	4.61	8500	155
NAST 25R		25	30	52	16	15.8	1.5	0.5	20.7	28.4	5.29	7000	180
NAST 30R		30	38	62	20	19.8	1.5	1	30.3	45.4	6.66	5500	320
NAST 35R		35	42	72	20	19.8	1.5	1	32.2	50.6	8.13	5000	440
NAST 40R		40	50	80	20	19.8	2	1.5	35.7	61.6	9.31	4000	520
NAST 45R		45	55	85	20	19.8	2	1.5	37.1	66.4	10.1	4000	580
NAST 50R		50	60	90	20	19.8	2	1.5	38.7	71.8	11	3500	635

Note The rotation speed limit value in the table (*) applies to models using grease lubrication. With those models using oil lubrication, up to 130% of this value is permitted. Stainless steel types are also available. Contact NIKKO for details.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Model NAST-ZZ

Separable Type with a Cylindrical Outer Ring and Slide Plates



Unit: mm

Model No.	Major dimensions							Basic load rating		Track load capacity kN	Rotation speed limit* min ⁻¹	Mass g	
	Spherical outer ring	Inner diameter di	Outer diameter D	B ₁	B	a	e ₁	e ₂	C kN				C ₀ kN
NAST 6ZZ		6	19	14	13.8	14	2.5	0.8	4.12	4.55	8.53	20000	24.5
NAST 8ZZ		8	24	14	13.9	17.5	2.5	0.8	5.68	5.89	4.51	17000	39
NAST 10ZZ		10	30	16	15.9	23.5	2.5	0.8	9.7	9.67	6.96	15000	65
NAST 12ZZ		12	32	16	15.9	25.5	2.5	0.9	10.4	10.9	7.35	13000	75
NAST 15ZZ		15	35	16	15.9	29	2.5	0.8	12.3	14.3	8.04	10000	83
NAST 17ZZ		17	40	20	19.8	32.5	3	1	17.4	20.9	11.8	9500	135
NAST 20ZZ		20	47	20	19.8	38	3	1	19.2	24.5	13.8	8500	195
NAST 25ZZ		25	52	20	19.8	43	3	1	20.7	28.4	15.3	7000	225
NAST 30ZZ		30	62	25	24.9	50.5	4	1.2	30.3	45.4	22.1	5500	400
NAST 35ZZ		35	72	25	24.9	53.5	4	1.2	32.2	50.6	25.7	5000	550
NAST 40ZZ		40	80	26	25.9	61.5	4	1.2	35.7	61.1	30.3	4000	710
NAST 45ZZ		45	85	26	25.9	66.5	4	1.2	37.1	66.4	31.1	4000	760
NAST 50ZZ		50	90	26	25.8	76	4	1.2	38.7	71.8	34	3500	830

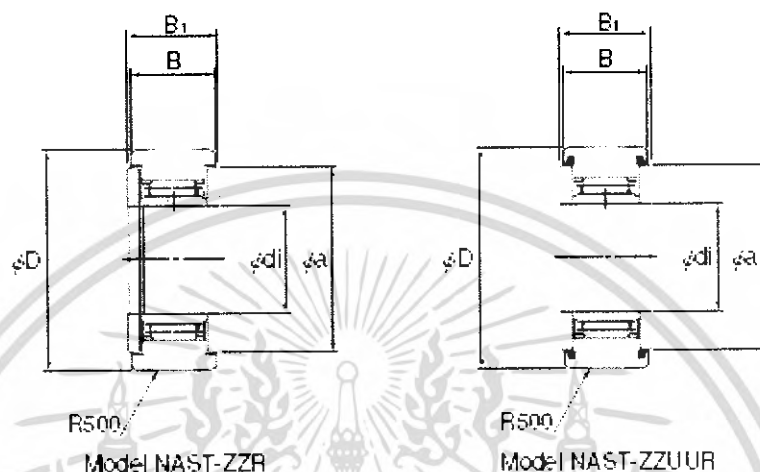
Note The rotation speed limit value in the table (*) applies to models that have no seal and use grease lubrication. With these models using oil lubrication, up to 130% of this value is permitted. With those attached with seals, up to 40% of this value is permitted. Stainless steel types are also available. Contact T-1113 for details. The seal must be used at temperature of 80°C or below.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

q. Roller Follower

Model NAST-ZZR

Separable Type with a Spherical Outer Ring and Side Plates



Unit: mm

Model No.	Major dimensions					Basic load rating		Track load capacity kN	Rotation speed limit* min ⁻¹	Mass g	
	Spherical outer ring	Inner diameter di	Outer diameter D	B ₁	B	a	C kN				C ₀ kN
NAST 6ZZR		6	19	14	13.8	14	4.12	4.55	1.37	20000	24.5
NAST 8ZZR		8	24	14	13.8	17.5	5.68	5.89	1.86	17000	39
NAST 10ZZR		10	30	16	15.8	23.5	9.7	9.67	2.45	15000	65
NAST 12ZZR		12	32	16	15.8	25.5	10.4	10.9	2.74	13000	75
NAST 15ZZR		15	35	16	15.8	29	12.3	14.3	3.14	10000	83
NAST 17ZZR		17	40	20	19.8	32.5	17.4	20.9	3.72	9500	135
NAST 20ZZR		20	47	20	19.8	38	19.2	24.5	4.61	8500	195
NAST 25ZZR		25	52	20	19.8	43	20.7	28.4	5.29	7000	225
NAST 30ZZR		30	62	25	24.8	50.5	30.3	45.4	6.66	5500	400
NAST 35ZZR		35	72	25	24.8	53.5	32.2	50.6	8.13	5000	550
NAST 40ZZR		40	80	26	25.8	61.5	35.7	61.1	9.31	4000	710
NAST 45ZZR		45	85	26	25.8	66.5	37.1	66.4	10.1	4000	760
NAST 50ZZR		50	90	26	25.8	76	38.7	71.8	11	3500	830

Note

The rotation speed limit value in the table (*) applies to models that have no seal and use grease lubrication. With those models using oil lubrication, up to 130% of this value is permitted. With those attached with seals, up to 40% of this value is permitted.

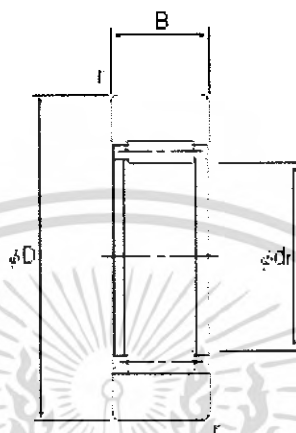
Stainless steel types are also available. Contact T-13 for details.

The seal must be used at temperature of 80°C or below.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Model RNAS1

Separable Type with Cylindrical Outer Ring and Polymer Ring



Unit: mm

Model No.	Major dimensions				Basic load rating		Track load capacity kN	Rotation speed limit* min ⁻¹	Mass g
	Cylindrical outer ring Inscribed circle diameter dr	Outer diameter D	B	r	C kN	C ₀ kN			
RNAS1 5	7	18	7.8	0.5	2.74	2.89	2.35	30000	8.9
RNAS1 6	10	19	9.8	0.5	4.12	4.55	3.53	20000	13.9
RNAS1 8	12	24	9.8	1	5.69	5.93	4.02	17000	23.5
RNAS1 10	14	30	11.8	1.5	9.7	9.67	5.59	15000	42.5
RNAS1 12	16	32	11.8	1.5	10.4	10.9	5.98	13000	49.5
RNAS1 15	20	35	11.8	1.5	12.3	14.3	6.57	10000	50
RNAS1 17	22	40	15.8	1.5	17.4	20.9	10.9	9500	90
RNAS1 20	25	47	15.8	1.5	19.2	24.5	12.7	8500	135
RNAS1 25	30	52	15.8	1.5	20.7	28.4	14.1	7000	152
RNAS1 30	38	62	19.8	1.5	30.3	45.4	22.1	5500	255
RNAS1 35	42	72	19.8	1.5	32.2	50.6	25.7	5000	375
RNAS1 40	50	80	19.8	2	35.7	61.6	26.9	4000	420
RNAS1 45	55	85	19.8	2	37.1	66.4	28.5	4000	460
RNAS1 50	60	90	19.8	2	38.7	71.8	30.2	3500	500

Note

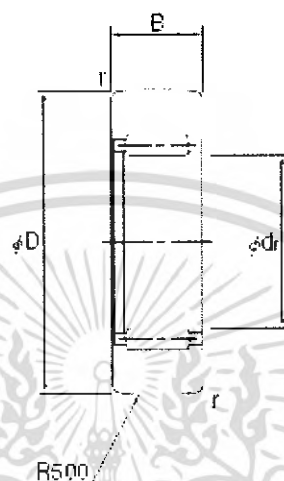
The rotation speed limit value in the table (*) applies to models using grease lubrication. With those models using oil lubrication, up to 130% of this value is permitted. Stainless steel types are also available. Contact (*) HPS for details.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

q. Roller Follower

Model RNAST-R

Separable Type with a Spherical Outer Ring and 6 Inner Ring



Unit: mm

Model No.	Major dimensions				Basic load rating		Track load capacity kN	Rotation speed limit* min ⁻¹	Mass g
	Inscribed circle diameter dr	Outer diameter D	B	r	C kN	C ₀ kN			
RNAST 5R	7	16	7.8	0.5	2.74	2.89	1.08	30000	8.9
RNAST 6R	10	19	9.8	0.5	4.12	4.55	1.37	20000	13.9
RNAST 8R	12	24	9.8	1	5.68	5.89	1.86	17000	23.5
RNAST 10R	14	30	11.8	1.5	9.7	9.67	2.45	15000	42.5
RNAST 12R	16	32	11.8	1.5	10.4	10.9	2.74	13000	49.5
RNAST 15R	20	35	11.8	1.5	12.3	14.3	3.14	10000	50
RNAST 17R	22	40	15.8	1.5	17.4	20.9	3.72	9500	90
RNAST 20R	25	47	15.8	1.5	19.2	24.5	4.61	8500	135
RNAST 25R	30	52	15.8	1.5	20.7	29.4	5.29	7000	152
RNAST 30R	38	62	19.8	1.5	30.3	45.4	6.66	5500	255
RNAST 35R	42	72	19.8	1.5	32.2	50.6	9.13	5000	375
RNAST 40R	50	80	19.8	2	35.7	61.6	9.31	4000	420
RNAST 45R	55	85	19.8	2	37.1	66.4	10.1	4000	460
RNAST 50R	60	90	19.8	2	38.7	71.8	11	3500	500

Note

The rotation speed limit value in the table (*) applies to models using grease lubrication. With those models using oil lubrication, up to 130% of this value is permitted. Stainless steel types are also available. Contact TIKO for details.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้