

การศึกษาและออกแบบชุดเฟืองแพลเนทารี สำหรับรถแข่งสูตรนักศึกษาพลังงานไฟฟ้าที่
ขับเคลื่อนด้วยระบบอินเวอร์เตอร์

A study and design of in-wheel motor's planetary gearbox for EV formula
student car



ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
ปีการศึกษา 2566

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การศึกษาและออกแบบชุดเฟืองแพลเนทารี สำหรับรถแข่งสูตรนักศึกษาพลังงานไฟฟ้าที่
ขับเคลื่อนด้วยระบบอินเวอร์เตอร์

A study and design of in-wheel motor's planetary gearbox for EV formula
student car



ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
ปีการศึกษา 2566

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

A study and design of in-wheel motor's planetary gearbox for EV formula
student car



A THESIS SUBMITTED IN PARTIAL FULFILLMENT
OF THE REQUIREMENT FOR THE DEGREE OF
BACHELOR OF ENGINEERING IN MECHANICAL ENGINEERING
FACULTY OF ENGINEERING
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG
2023

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ปริญญาานิพนธ์ปีการศึกษา 2566

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เรื่อง การศึกษาและออกแบบชุดเฟืองแพลนเนทารี สำหรับรถแข่งสูตรนักศึกษาพลังงานไฟฟ้าที่ขับเคลื่อนด้วยระบบอินวีลต์มอเตอร์

A study and design of in-wheel motor's planetary gearbox for EV formula student car

ผู้จัดทำ

- | | |
|---------------------------|-----------------------|
| 1. นาย กมลภพ ทองกล้า | รหัสประจำตัว 63010008 |
| 2. นาย ณัฐนนท์ สุภาจูนมณี | รหัสประจำตัว 63010318 |
| 3. นาย โรจน์ สตุฮัน | รหัสประจำตัว 63010828 |



อาจารย์ที่ปรึกษา

(ผศ.ดร. เมฆ ศรีห่มสัก)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การศึกษาและออกแบบชุดเฟืองแพลนทารี สำหรับรถแข่งสูตรนักศึกษาพลังงานไฟฟ้าที่ขับเคลื่อนด้วยระบบ อินวิลิคัลมอเตอร์

| | | |
|------------|-------------|-------------------------------------|
| นายกมลภพ | ทองกล้า | 63010008 |
| นายณัฐนนท์ | สุกาญจน์มณี | 63010318 |
| นายโรจน์ | สตูฮัน | 63010828 |
| ผศ.ดร. เมฆ | ศรีหล่มสัก | อาจารย์ที่ปรึกษา ปีการศึกษา 2566 |

บทคัดย่อ

ระบบส่งกำลังในรถยนต์เป็นระบบที่สำคัญที่มีหน้าที่ในการส่งถ่ายกำลังจาก เครื่องยนต์ หรือ มอเตอร์ไฟฟ้า ไปยังล้อ ปริมาณนิพจน์ฉบับนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อออกแบบชุดเฟืองแพลนทารี ที่ขับเคลื่อนด้วยระบบอินวิลิคัลมอเตอร์ สำหรับรถแข่งสูตรนักศึกษา เพื่อใช้ในการแข่งขันTSAE Auto Challenge Student Formula ในการออกแบบชุดเฟืองแพลนทารีตามมาตรฐานในการออกแบบฟันเฟือง โดยใช้ข้อมูลความเร็วสูงสุดของรถ ข้อมูลยาง ข้อมูลของมอเตอร์ไฟฟ้า จากรถแข่งที่ใช้ในการแข่งขัน 17th TSAE Auto Challenge 2023 Student Formula นำมาวิเคราะห์หา อัตราทดของชุดเฟือง ขนาดของชุดเฟือง และเลือกวัสดุที่ใช้ในการทำเฟืองโดยการเปรียบเทียบค่าที่ได้จากผลการทดสอบแรงดึงและค่าความแข็งของผิวหลังการชุบแข็งด้วยความร้อนของวัสดุแต่ละชนิด เพื่อนำไปวิเคราะห์ความแข็งแรงและความทนทานต่อความล้าของชุดเฟืองทำด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ โดยใช้โปรแกรม Ansys และ SolidWorks และทดสอบกับชิ้นงานจริงโดยการจำลองการใช้งานจริงบนไดนาโมมิเตอร์ ผลลัพธ์จากการวิเคราะห์คือเฟืองสามารถรับภาระตามเงื่อนไขที่ออกแบบได้ โดยไม่เกิดความเสียหาย

คำสำคัญ : ชุดเฟืองแพลนทารี, TSAE Auto Challenge, ระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์

A study and design of in-wheel motor's planetary gearbox for EV formula student car

| | | |
|-------------------|---------------|----------|
| Kamonpop | Tongklum | 63010008 |
| Nattanon | Sukanjanamane | 63010318 |
| Rohd | Sturhann | 63010828 |
| Asst.Prof.Dr. Mek | Srilomsak | Advisor |
| Year 2023 | | |

ABSTRACT

The powertrain in an automotive vehicle is a crucial part of transmitting power output from the power source to the wheels. This Thesis aims to design an efficient and robust Planetary gear transmission driven by In-Wheel motors for the 17th TSAE Auto Challenge Formula Student 2024 competition. For this project, we design our transmission around several factors ensuring safety, efficiency, durability, and cost. We use data from our racecar from last year's competition such as the top speed of a car, electric motor specification, and tire data to calculate gear ratio and gearbox size. Then we chose the material of gear by comparing data from the tensile test and Hardness test. Also, we analyze strength and durability from Finite Element Analysis by using Ansys and SolidWorks. The result is gearbox can support the loads that correspond to the desired condition and not fail under stress and fatigue.

Keywords : Planetary gearbox, TSAE Auto challenge, Finite Element Analysis

กิตติกรรมประกาศ

ปริญญาานิพนธ์เล่มนี้สำเร็จลุล่วงไปได้ด้วยดีด้วยความช่วยเหลือ แนะนำ ให้คำปรึกษา และตรวจสอบข้อบกพร่องต่าง ๆ ด้วยความกรุณาจาก ผศ.ดร.เมฆ ศรีหล่มสัก อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ ทางคณะผู้วิจัยขอกราบขอบพระคุณเป็นอย่างสูงไว้ ณ ที่นี้

ขอขอบคุณที่ ทศพล กิจโกศล รุ่นพี่ศิษย์เก่าปริญญาโท ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล ที่ให้ความรู้และให้คำปรึกษาทั้งด้านการออกแบบชุดเฟืองแพลนetary ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง ข้อควรระวังต่างๆ รวมทั้งให้คำแนะนำในการออกแบบการทดลองในการวิจัยครั้งนี้

ขอขอบคุณ ศาสตราจารย์ ดร.จารุวัฒน์ เจริญสุข อาจารย์ประจำภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล ที่ให้ความรู้และให้คำปรึกษาทั้งด้านการออกแบบชุดเฟืองแพลนetary ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง ข้อควรระวังต่างๆ รวมทั้งให้คำปรึกษาเกี่ยวกับขั้นตอนการขึ้นรูปชิ้นงานจริง

ขอขอบคุณ ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ปัญญา ชันธุ์สุวรรณ อาจารย์ประจำภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล ที่ให้ความอนุเคราะห์ใช้เครื่องทดสอบความแข็ง (Hardness Tester)

ขอขอบคุณ รุ่นพี่ศิษย์เก่า ชมรมยานยนต์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบังทุกท่าน ที่คอยให้คำแนะนำเกี่ยวกับการใช้โปรแกรมต่างๆ เพื่อใช้ในการออกแบบ และให้คำปรึกษาเกี่ยวกับระบบขับเคลื่อนของรถแข่งสูตรนักศึกษาเป็นอย่างดี

ขอขอบคุณบริษัท พาร์ทริช พรีซิชั่น จำกัด ที่ให้ความอนุเคราะห์สนับสนุนการขึ้นรูปชิ้นงานด้วยเครื่อง CNC สำหรับใช้ในการทดลองประกอบการวิจัยในครั้งนี้

ขอขอบคุณร้าน MTM custom gear ratios โดย คุณสันติ ภูสุนทรธรรม ที่ให้คำปรึกษาทั้งด้านการขึ้นรูปชิ้นงาน การเลือกวัสดุสำหรับผลิตเกียร์ และให้ความรู้เกี่ยวกับคุณสมบัติต่างๆของวัสดุ

ขอขอบคุณภาควิชาวิศวกรรมอุตสาหการ ที่เอื้อเฟื้อเครื่องทดสอบแรงดึง (Tensile Testing) และให้คำปรึกษาเกี่ยวกับเรื่องการทดสอบคุณสมบัติต่างๆของวัสดุที่ใช้ในการวิจัยครั้งนี้

ขอขอบคุณภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล ที่เอื้อเฟื้อสนับสนุนทั้ง สถานที่ อุปกรณ์เครื่องมือเครื่องใช้ต่างๆ และงบประมาณในการทำงานวิจัยครั้งนี้

และต้องขอกราบขอบพระคุณบุคคลสำคัญที่สุดนั่นคือ บิดา มารดา และครอบครัว อันเป็นที่เคารพรักยิ่ง ที่คอยเลี้ยงดูคณะผู้จัดทำปริญญาานิพนธ์นี้มาเป็นอย่างดี อีกทั้งยังให้โอกาสทางการศึกษา และคอยดูแลเอาใจใส่เสมอมาในทุกๆด้าน ซึ่งนับเป็นพระคุณอันหาที่เปรียบมิได้ คณะผู้จัดทำจึงขอกราบขอบพระคุณมา ณ ที่นี้

กมลภพ ทองกล้า

ณัฐนนท์ สุกาญจนมณี

โรจน์ สตัญ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ

| | |
|--|------|
| บทคัดย่อ..... | i |
| ABSTRACT | ii |
| กิตติกรรมประกาศ..... | iii |
| สารบัญ..... | iv |
| สารบัญรูปภาพ..... | vii |
| สารบัญตาราง | xiii |
| บทที่ 1 | 1 |
| 1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา | 1 |
| 1.2 ความมุ่งหมายและวัตถุประสงค์ของการศึกษา..... | 1 |
| 1.3 สมมติฐานของการศึกษา | 2 |
| 1.4 ขอบเขตการวิจัย | 2 |
| 1.5 ขั้นตอนของการศึกษา..... | 2 |
| บทที่ 2 | 3 |
| 2.1 บทนำ..... | 3 |
| 2.2 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง..... | 3 |
| 2.3 การแข่งขัน TSAE Auto challenge Student Formula | 4 |
| 2.3.1 TSAE Auto challenge Student Formula คืออะไร | 4 |
| 2.3.2 ข้อกำหนดในการแข่งขัน | 4 |
| 2.4 ความรู้ทั่วไปเกี่ยวกับเฟือง..... | 5 |
| 2.4.1 ประเภทของเฟือง..... | 5 |
| 2.4.2 ส่วนประกอบของชุดเฟืองแพลนทารี (Planetary Gearbox)..... | 6 |
| 2.5 มาตรฐานในการออกแบบฟันเฟือง ISO 21771:2007 | 7 |
| 2.5.1. คุณภาพของวัสดุ..... | 7 |
| 2.5.2. การออกแบบและความแม่นยำ | 8 |

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ (ต่อ)

| | |
|---|----|
| 2.5.3. ความปลอดภัย | 8 |
| 2.6 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง | 8 |
| 2.6.1 ทฤษฎี Willis equation | 8 |
| 2.6.1.1 Swept Angle | 8 |
| 2.6.1.2 Superposition of motions | 9 |
| 2.6.1.3 Willis equation | 12 |
| 2.6.2 ทฤษฎีของฮุก (Hook's Law) | 15 |
| 2.6.3 ทฤษฎีความเสียหายของ von Mises | 16 |
| 2.6.4 Gear profile | 17 |
| 2.6.5 Gear Interference | 19 |
| 2.6.6 safety factor | 20 |
| 2.6.7 ทฤษฎีในการเลือกวัสดุสำหรับชิ้นงาน | 21 |
| 2.6.8 มาตรฐานการทดสอบแรงดึงของวัสดุ ASTM 8/8E | 22 |
| 2.6.9 มาตรฐานที่ใช้ในการอ้างอิงการทดสอบค่าความแข็ง ASTM E92 | 24 |
| บทที่ 3 | 25 |
| 3.1 บทนำ | 25 |
| 3.2 การออกแบบชุดเฟืองแพลนทารีสำหรับรถแข่งสูตรนักศึกษาพลังงานไฟฟ้าที่ขับเคลื่อนด้วยระบบอินเวอร์เตอร์ตามกฎ Formula FSAE Rule 2023 | 25 |
| 3.2.1 ปัจจัยในการออกแบบชุดเฟืองแพลนทารี (Planetary Gearbox) | 25 |
| 3.2.2 เครื่องมือที่ใช้ | 26 |
| 3.2.3 ขั้นตอนการออกแบบชุดเฟืองแพลนทารี | 26 |
| 3.3 การวิเคราะห์ค่าความเค้นด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ | 29 |
| 3.3.1 เครื่องมือที่ใช้ | 29 |
| 3.3.2 ขั้นตอนการวิเคราะห์ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ | 29 |

สารบัญ (ต่อ)

| | |
|---|----|
| 3.3.3 การคำนวณหา Fatigue life จากการทำตามระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ แบบ static stress | 36 |
| 3.4 ขั้นตอนการผลิต | 39 |
| 3.4.1 ขั้นตอนการผลิตชุดเฟืองแพลนเนทารี..... | 39 |
| 3.4.2 ขั้นตอนการผลิต housing | 39 |
| 3.5 การประกอบชิ้นส่วน | 40 |
| 3.5.1 การประกอบ..... | 40 |
| บทที่ 4 | 45 |
| 4.1 บทนำ..... | 45 |
| 4.2 การทดสอบแรงดึง (Tensile Testing) | 45 |
| 4.2.1 ที่มาและความสำคัญของการทดสอบแรงดึง (Tensile Testing)..... | 45 |
| 4.2.2 มาตรฐานที่ใช้ในการทดสอบ | 45 |
| 4.2.3 อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดสอบ | 46 |
| 4.2.4 ขั้นตอนการทดลอง | 48 |
| 4.2.5 ผลการทดสอบ | 49 |
| 4.3 การทดสอบความแข็ง (Hardness Testing)..... | 52 |
| 4.3.1 ที่มาและความสำคัญของการทดสอบความแข็ง หรือ Hardness Testing..... | 52 |
| 4.3.2 มาตรฐานที่ใช้ในการทดสอบ | 54 |
| 4.3.3 อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดสอบ | 54 |
| 4.3.4 ขั้นตอนการทดสอบ | 54 |
| 4.3.5 ผลการทดสอบ | 57 |
| 4.4 การทดสอบโดยการจำลองการใช้งานจริง..... | 61 |
| 4.4.1 ที่มาและความสำคัญของการทดสอบ | 61 |
| 4.4.2 ข้อมูลอ้างอิงการทดสอบ | 61 |

| | |
|---|----|
| 4.4.3 อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดสอบ | 62 |
| 4.4.4 ขั้นตอนการทดสอบ | 64 |
| 4.4.5 ผลการทดสอบ | 67 |
| บทที่ 5..... | 73 |
| 5.1 บทนำ..... | 73 |
| 5.2 สรุปผลการทดลอง | 73 |
| 5.3 ปัญหาที่เกิดขึ้น..... | 74 |
| 5.4 ข้อเสนอแนะ..... | 75 |
| บรรณานุกรม..... | 77 |
| ภาคผนวก..... | 79 |
| ภาคผนวก ก : ตารางรายการชิ้นส่วนชุดเฟืองแพลนทารี..... | 80 |
| ภาคผนวก ข : แบบส่วนประกอบชุดเฟืองแพลนทารี..... | 81 |
| ภาคผนวก ค : ตารางราคา..... | 91 |
| ภาคผนวก ง : รายชื่อร้านและบริษัทที่ผู้จำหน่ายอุปกรณ์ต่างๆ บริษัทผู้ให้การสนับสนุนการขึ้นรูป และให้คำปรึกษาเกี่ยวกับชุดเฟืองแพลนทารี..... | 92 |
| ภาคผนวก จ : เอกสารการทดสอบค่าความแข็งจากโรงชุบ..... | 93 |

สารบัญรูปภาพ

| | |
|--|----|
| รูปที่ 2.1 แสดงส่วนประกอบของชุดเฟืองแพลนetary | 7 |
| รูปที่ 2.2 แสดงการเคลื่อนไหวนៃของ CARRIER รอบ SUN GEAR | 10 |
| รูปที่ 2.3 แสดงการเคลื่อนไหวนៃของ PLANET GEAR รอบจุดศูนย์ถ่วงตนเอง | 10 |
| รูปที่ 2.4 การเคลื่อนไหวนៃของ SUN GEAR | 11 |
| รูปที่ 2.5 แสดงเวกเตอร์ความเร็วของ PLANET GEAR | 13 |
| รูปที่ 2.6 แสดงเวกเตอร์ความเร็วของชุดเฟืองแพลนetary | 13 |
| รูปที่ 2.7 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความเค้นและความเครียดของวัสดุในทฤษฎีของฮุก | 15 |
| รูปที่ 2.8 กราฟแสดงความเสียหายที่เกิดขึ้นจากทฤษฎีของ VON MISES และการเปลี่ยนรูปพลังงาน | 16 |
| รูปที่ 2.9 แสดงรูปทรงของฟันเฟืองและจุดต่างๆที่สัมพันธ์กับของฟันเฟือง | 18 |
| รูปที่ 2.10 แสดงภาพ GEAR PROFILE | 18 |
| รูปที่ 2.11 แสดงภาพ GEAR INTERFERENCE | 20 |
| รูปที่ 2.12 แสดงตารางคุณสมบัติของวัสดุ | 21 |
| รูปที่ 2.13 กราฟแสดง TENSILE STRESS ของวัสดุ | 21 |
| รูปที่ 2.14 แสดงการเกิด OXIDATION ของวัสดุ | 22 |
| รูปที่ 2.15 แสดงการขนาดของชิ้นทดสอบแรงดึง | 23 |
| รูปที่ 2.16 ตัวอย่างการทดสอบแรงดึง | 23 |
| รูปที่ 2.17 การทดสอบความแข็งด้วยเครื่องทดสอบ | 24 |
| รูปที่ 3.1 แสดงหน้าต่างการคำนวณหาจำนวนฟันและโมดูลของชุดเฟืองผ่านโปรแกรม MATLAB | 27 |
| รูปที่ 3.2 แสดงผลการคำนวณหาจำนวนฟันและโมดูลของชุดเฟืองผ่านโปรแกรม MATLAB | 27 |
| รูปที่ 3.3 แสดงค่าจำนวนฟัน โมดูล เส้นผ่านศูนย์กลางพิทซ์ และอัตราทดของชุดเฟือง | 27 |
| รูปที่ 3.4 แสดงแบบจำลองชุดเฟือง 3 มิติผ่านโปรแกรม SOLIDWORKS | 28 |
| รูปที่ 3.5 แสดงแบบจำลองการประกอบชุดเฟืองแพลนetary 3 มิติผ่านโปรแกรม SOLIDWORKS | 28 |
| รูปที่ 3.6 แสดงค่าคุณสมบัติของวัสดุเหล็ก SCM 415 | 30 |
| รูปที่ 3.7 แสดงชุดเฟืองครบชุด | 30 |
| รูปที่ 3.8 แสดงชิ้นงานส่วน sun gear กับ planet gear | 31 |
| รูปที่ 3.9 แสดงชิ้นงานส่วน Ring gear กับ planet gear | 31 |
| รูปที่ 3.10 แสดงการตั้งเงื่อนไขขอบเขตส่วน Sun gear กับ Primary planet gear | 32 |

สารบัญรูปภาพ (ต่อ)

| | |
|---|----|
| รูปที่ 3.11 แสดงการตั้งเงื่อนไขขอบเขตส่วน Ring gear กับ Secondary planet gear..... | 32 |
| รูปที่ 3.12 แสดงการตั้งเงื่อนไขขอบเขตแรงจากมอเตอร์ส่วน Sun gear | 33 |
| รูปที่ 3.13 แสดงการแบ่ง Mesh | 33 |
| รูปที่ 3.14 แสดงการแบ่ง Mesh ในจุดที่การกระทบต่ำ (0.002 มม.)..... | 34 |
| รูปที่ 3.15 แสดงการแบ่ง Mesh ในจุดที่การกระทบสูง (0.0005 มม.)..... | 34 |
| รูปที่ 3.16 แสดงชิ้นงานส่วน sun gear กับ primary planet gear..... | 35 |
| รูปที่ 3.17 แสดง Safety Factor ส่วน Ring gear กับ secondary planet gear ก่อนการชุบแข็ง..... | 35 |
| รูปที่ 3.18 แสดง Safety Factor ส่วน Sun gear กับ Primary planet gear ก่อนการชุบแข็ง..... | 36 |
| รูปที่ 3.19 แสดงชิ้นงานส่วน Ring gear กับ secondary planet gear..... | 36 |
| รูปที่ 3.20 แสดง Mesh ส่วน Sun gear กับ planet gear..... | 37 |
| รูปที่ 3.21 แสดงส่วนที่เกิดความล้า Sun gear กับ planet gear | 37 |
| รูปที่ 3.22 แสดงความล้าที่เกิดความล้า Sun gear กับ planet gear | 37 |
| รูปที่ 3.23 แสดงส่วนที่เกิดความล้า Sun gear กับ planet gear..... | 38 |
| รูปที่ 3.24 แสดงความล้า fatigue ที่เกิดจากพื้นผิว..... | 38 |
| รูปที่ 3.25 แสดงชิ้นส่วนทั้งหมด..... | 39 |
| รูปที่ 3.26 แสดงภาพ exploded view ของชิ้นส่วนทั้งหมด..... | 40 |
| รูปที่ 3.27 แสดงภาพการประกอบ planet gear ด้วยเครื่องไฮดรอลิค..... | 41 |
| รูปที่ 3.28 แสดงภาพการประกอบ planet gear ที่สมบูรณ์..... | 41 |
| รูปที่ 3.29 แสดงภาพเฟืองที่ประกอบเข้ากับลูกปืนกับ Carrier แล้ว..... | 42 |
| รูปที่ 3.30 แสดงภาพ Inner hub และ sun gear ที่ประกอบเข้ากับคอกม้าสมบูรณ์แล้ว..... | 42 |
| รูปที่ 3.31 แสดงภาพการประกอบ planetary gear..... | 43 |
| รูปที่ 3.32 แสดงภาพการประกอบชุดเฟืองพร้อม Hub..... | 43 |
| รูปที่ 3.33 แสดงภาพชุดเกียร์ที่ประกอบเข้ากับล้อ..... | 44 |

สารบัญรูปภาพ (ต่อ)

| | |
|---|----|
| รูปที่ 4.1 ตารางแสดงขนาดของชิ้นทดสอบอ้างอิงตามมาตรฐาน ASTM E8/E8M – 13a..... | 46 |
| รูปที่ 4.2 เครื่องทดสอบแรงดึง ยี่ห้อ SHIMADZU ภาควิชาวิศวกรรมอุตสาหการ คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง..... | 46 |
| รูปที่ 4.3 ชิ้นทดสอบของวัสดุ SCM415..... | 47 |
| รูปที่ 4.4 ชิ้นทดสอบของวัสดุ SCM440..... | 47 |
| รูปที่ 4.5 ชิ้นทดสอบของวัสดุ SNC415 (5920 Steel)..... | 47 |
| รูปที่ 4.6 เวอร์เนียร์คาลิปเปอร์และปากกาสำหรับขีดขึ้นงาน..... | 48 |
| รูปที่ 4.7 การยึดชิ้นทดสอบเข้ากับเครื่องทดสอบและการติดตั้งเอกซ์เทนโซมิเตอร์..... | 48 |
| รูปที่ 4.8 แสดงการตั้งค่าข้อมูลต่างๆในโปรแกรมสำหรับการทดสอบแรงดึง..... | 49 |
| รูปที่ 4.9 กราฟแสดงคุณสมบัติของเหล็ก SCM 440..... | 49 |
| รูปที่ 4.10 กราฟแสดงคุณสมบัติของเหล็ก SNC 415 (5920)..... | 50 |
| รูปที่ 4.11 กราฟแสดงคุณสมบัติของเหล็ก SCM 415..... | 50 |
| รูปที่ 4.12 กราฟแสดงการเปรียบเทียบคุณสมบัติของวัสดุทั้ง 3 ชนิด..... | 50 |
| รูปที่ 4.13 ตารางแสดงสเกลและแรงที่ใช้ในการทดสอบความแข็งแบบวิกเกอร์จากมาตรฐาน ASTM E92..... | 54 |
| รูปที่ 4.14 แสดงการตั้งค่าเครื่องทดสอบความแข็งแบบวิกเกอร์..... | 55 |
| รูปที่ 4.15 ตัวอย่างการวางชิ้นทดสอบบนเครื่องทดสอบ..... | 55 |
| รูปที่ 4.16 ตัวอย่างรอยกดที่ได้จากการสองกล้องจุลทรรศน์..... | 56 |
| รูปที่ 4.17 ตัวอย่างค่าความแข็งที่อ่านได้จากเครื่องทดสอบ..... | 56 |
| รูปที่ 4.18 กราฟแสดงค่าความแข็งของ Sun gear ที่ได้จากการทดสอบที่ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล เปรียบเทียบกับค่าที่ได้จากโรงชุบ..... | 58 |
| รูปที่ 4.19 กราฟแสดงค่าความแข็งของ Primary planet gear ที่ได้จากการทดสอบที่ภาควิชา วิศวกรรมเครื่องกลเปรียบเทียบกับค่าที่ได้จากโรงชุบ..... | 58 |

สารบัญรูปภาพ (ต่อ)

| | |
|--|----|
| รูปที่ 4.20 กราฟแสดงค่าความแข็งของ Ring gear ที่ได้จากการทดสอบที่ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล เปรียบเทียบกับค่าที่ได้จากโรงชุบ..... | 59 |
| รูปที่ 4.21 รูปภาพจากบันทึกการแข่งขัน ของทีม Delft Formula Student Team ในการแข่ง FSA 2019..... | 61 |
| รูปที่ 4.22 รถแข่งสูตรนักศึกษา KF2024E (RaubTier MK.II)..... | 63 |
| รูปที่ 4.23 ตัวอย่างวัฏจักรการขับขี่ (PCD Driving Cycle)..... | 63 |
| รูปที่ 4.24 กราฟแสดงวัฏจักรการขับขี่อ้างอิงจาก Delft Formula Student Team..... | 64 |
| รูปที่ 4.25 กราฟแสดงวัฏจักรการขับขี่ที่ได้รับการแก้ไขแล้ว..... | 65 |
| รูปที่ 4.26 การยึดรถแข่งสูตรนักศึกษาเข้ากับไดนาโมมิเตอร์..... | 66 |
| รูปที่ 4.27 หน้าจอคอมพิวเตอร์ขณะทำการทดสอบตามวัฏจักรการขับขี่..... | 66 |
| รูปที่ 4.28 กราฟแสดงผลความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วและเวลาที่ได้จากการทดสอบตามวัฏจักรการขับขี่ครั้งที่ ที่ 1..... | 67 |
| รูปที่ 4.29 กราฟแสดงผลความสัมพันธ์ระหว่างความเร่งและเวลาที่ได้จากการทดสอบตามวัฏจักรการขับขี่ครั้งที่ ที่ 1..... | 67 |
| รูปที่ 4.30 กราฟแสดงผลความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วและเวลาที่ได้จากการทดสอบตามวัฏจักรการขับขี่ครั้งที่ ที่ 2..... | 68 |
| รูปที่ 4.31 กราฟแสดงผลความสัมพันธ์ระหว่างความเร่งและเวลาที่ได้จากการทดสอบตามวัฏจักรการขับขี่ครั้งที่ ที่ 2..... | 68 |
| รูปที่ 4.32 กราฟแสดง Performance Curve ของการทดสอบเพื่อหาประสิทธิภาพครั้งที่ 1..... | 69 |
| รูปที่ 4.33 กราฟแสดง Performance Curve ของการทดสอบเพื่อหาประสิทธิภาพครั้งที่ 2..... | 69 |
| รูปที่ 4.34 กราฟแสดง Performance Curve ของการทดสอบเพื่อหาประสิทธิภาพครั้งที่ 3..... | 70 |
| รูปที่ 4.35 กราฟแสดงการเปรียบเทียบ Performance Curve ของทั้ง 3 การทดสอบ..... | 70 |
| รูปที่ 5.1 บริเวณที่มีการสึกหรอเกิดขึ้น..... | 74 |

สารบัญรูปภาพ (ต่อ)

| | |
|--|----|
| รูปที่ 5.2 แสดงความเสียหายที่เกิดขึ้นบริเวณผิวของเฟือง..... | 74 |
| รูปที่ 5.3 แสดงการถอดแยกชิ้นส่วนของชุดเฟืองหลังทำการทดสอบ..... | 75 |
| รูปที่ จ.1 เอกสารแสดงผลการทดสอบค่าความแข็งจากโรตอป..... | 93 |



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญตาราง

| | |
|--|----|
| ตารางที่ 2.1 ตารางแสดงค่าองค์ประกอบทางเคมีของเหล็ก SCM415 | 7 |
| ตารางที่ 3.1 แสดงค่าตัวแปรต่างๆที่จำเป็นในการวิเคราะห์ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ | 29 |
| ตารางที่ 4.1 ตารางแสดงผลทดสอบค่าความแข็งจากการทดสอบที่ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล..... | 57 |
| ตารางที่ 4.2 ตารางแสดงผลทดสอบค่าความแข็งจากโรงชุบ..... | 57 |
| ตารางที่ ก.1 ตารางแสดงรายการชิ้นส่วนและจำนวนชิ้นของชุดเฟืองแพลนetary..... | 80 |
| ตารางที่ ค.1 ตารางแสดงราคาของชิ้นส่วนในชุดเฟืองแพลนetary..... | 91 |



บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

การแข่งขัน Formula student คือการแข่งขันทางวิศวกรรมในระดับมหาวิทยาลัยที่จัดขึ้นทุกปีทั่วโลก โดยในการแข่งขันเปิดโอกาสให้ทีมนักศึกษาได้ ออกแบบและ จัดสร้าง รถแข่งสูตรนักศึกษาประเภทล้อเปิด ซึ่งต้องอาศัยความสามารถหลากหลายด้าน ทั้งด้านวิศวกรรม ทักษะการบริหารจัดการ และ ทักษะการทำงานเป็นทีม โดยการแข่งขันนั้นสามารถแบ่งได้เป็นสองประเภท ได้แก่ ประเภทรถยนต์เครื่องยนต์สันดาปภายใน (Internal Combustion Engine Vehicle) และ ประเภทรถไฟฟ้า (Electric Vehicle)

ในปีการศึกษา 2565 ทีม Initial formula student จากชมรมยานยนต์สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ได้ส่งนักศึกษาเข้าทำการแข่งขันในรายการ 17th TSAE Auto Challenge 2023 Student Formula ประเภทรถไฟฟ้า และได้นำเทคโนโลยีที่เรียกว่า In-Wheel motor มาใช้ ซึ่งช่วยในการประหยัดพื้นที่ เพราะมอเตอร์จะถูกย้ายตำแหน่งจากในตัวรถไปอยู่ในล้อรถ ทำให้มีพื้นที่ในการวางแบตเตอรี่ได้มากขึ้น นอกจากนี้กำลังที่สูญเสียไปในขณะขับเคลื่อนจะน้อยลงทำให้สามารถดึงประสิทธิภาพของยางและตัวรถออกมาได้มากขึ้นกว่าเดิม การที่จะกำหนดอัตราทดระหว่างมอเตอร์กับล้อได้จึงต้องมี ชุดเฟืองเข้ามาช่วย และชุดเฟืองที่มีขนาดเล็กพอที่จะเข้าไปอยู่ในล้อ และสามารถกำหนดอัตราทดได้ค่อนข้างอิสระ คือ ชุดเฟืองแพลนetary (Planetary Gearbox)

ซึ่งปัญหาที่พบในการแข่งขัน 17th TSAE Auto Challenge 2023 Student Formula คือ ชุดเฟืองแพลนetary เกิดความเสียหายระหว่างการใช้งานโดยมีสาเหตุมาจากการออกแบบและการผลิต ชุดเฟืองแพลนetaryใหม่นั้นต้องคำนึงถึง ความเร็วรอบของมอเตอร์ไฟฟ้า วัสดุที่เลือกใช้ในการทำเฟือง ความแข็งแรงของเฟืองซึ่งสามารถใช้ระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ มาเป็นเครื่องมือในการวิเคราะห์ได้

1.2 ความมุ่งหมายและวัตถุประสงค์ของการศึกษา

1. ออกแบบชุดเฟืองแพลนetary สำหรับรถแข่งสูตรนักศึกษาเพื่อใช้ในการแข่งขัน TSAE Auto Challenge Student Formula ให้เป็นไปตามกติกาการแข่งขัน และมีความปลอดภัยในการใช้งาน
2. เพื่อศึกษาความแข็งแรงของชุดเฟืองแพลนetary ที่ใช้ในรถแข่งสูตรนักศึกษา

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1.3 สมมุติฐานของการศึกษา

1. ชุดเฟืองแพลนetary (Planetary Gearbox) ที่ออกแบบผ่านกติกการแข่งขัน TSAE Auto Challenge Student และมีความปลอดภัยในการใช้งาน
2. ชุดเฟืองแพลนetary (Planetary Gearbox) ที่ออกแบบมีความแข็งแรงมากพอที่จะสามารถทำความเร็วสูงสุดตามที่คาดการณ์ไว้โดยไม่เกิดความเสียหาย

1.4 ขอบเขตการวิจัย

1. รวบรวมข้อมูลของตัวรถจาก รถแข่งที่ใช้แข่งขันจริงในรายการ TSAE Auto Challenge 2023 Student Formula
2. ออกแบบชุดเฟืองแพลนetary โดยอ้างอิงตามกติกการแข่งขันรายการ TSAE Auto Challenge Student Formula
3. ใช้โปรแกรม Microsoft excel ในกระบวนการวิเคราะห์เชิงตัวเลข
4. ใช้โปรแกรม Solidworks ในการสร้างแบบจำลองสามมิติของชุดเฟืองแพลนetary
5. ใช้ระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ในการวิเคราะห์ความแข็งแรงของชุดเฟือง และวัสดุที่ใช้

1.5 ขั้นตอนของการศึกษา

1. รวบรวมข้อมูลของตัวรถโดยอ้างอิงจาก รถจริงที่ใช้แข่งในรายการ TSAE Auto Challenge Student Formula
2. นำข้อมูลของตัวรถที่รวบรวมไว้มาวิเคราะห์ ความเร็วสูงสุด และกำลังของมอเตอร์ที่ทำได้
3. คำนวณหาอัตราทดที่เหมาะสมกับมอเตอร์ที่ใช้ และสามารถทำความเร็วได้ตามต้องการ
4. นำอัตราทดที่คำนวณได้ มาออกแบบ จำนวนฟัน โมดูล และ pitch diameter ของ เฟือง
5. สร้างแบบจำลองสามมิติของชุดเฟืองตามค่าที่ออกแบบไว้
6. วิเคราะห์ความแข็งแรงของเฟืองที่ออกแบบโดยใช้ระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ในการวิเคราะห์
7. ปรับปรุงดีไซน์ของเฟือง ตามผลการวิเคราะห์จากระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 2

งานวิจัยและทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

2.1 บทนำ

ในการวิเคราะห์และออกแบบชุดเฟืองแพลนทารีเพื่อใช้ในการแข่งขัน TSAE Auto Challenge จำเป็นต้องมีความเข้าใจเกี่ยวกับกติกาของการแข่งขัน ความรู้ทั่วไปเกี่ยวกับชุดเฟืองแพลนทารี ประเภทของเฟือง ส่วนประกอบของชุดเฟือง มาตรฐานในการออกแบบ การวิเคราะห์แรงที่กระทำต่อเฟือง ความเร็วและการเคลื่อนที่ของเฟืองแต่ละชิ้น ซึ่งจะถูกกล่าวถึงในบทนี้

2.2 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

- EMIL ALEXSSON, ERIK HENRIKSON, CARL LUND, CHRISTIAN TSOBANOGLOU ได้ทำการศึกษาเกี่ยวกับการลดน้ำหนักและเลือกวัสดุชุดเกียร์แพลนทารีสำหรับรถ formula student ให้มีประสิทธิภาพสูงสุด โดยไม่ต้องลดทอนข้อได้เปรียบอย่าง อายุการใช้งาน ศักยภาพ ความแข็งแรง โดยมีวิธีการประเมินขั้นตอนการออกแบบและตรวจสอบด้วยการใช้ไฟไนต์เอลิเมนต์ ด้วยการทดสอบการสึกหรอ และการทำงานได้แรงต่างๆ ของรถ

- Carlos Daniel Pires Rodrigues ทำการศึกษาค้นคว้าเกี่ยวกับการออกแบบชุดเกียร์สำหรับรถไฟฟ้าความเร็วสูง โดยนำตัวแปร จากทั้งมอเตอร์ส่งกำลัง ระบบทางกลของยานยนต์ รวมถึงสภาพแวดล้อมที่ยานยนต์จะพบเจอมาทำการค้นคว้า หารูปแบบเกียร์ที่เหมาะสมในทุกสภาพแวดล้อมโดยมีการผลิตตามมาตรฐาน ISO 1328:1995 เพื่อให้ได้คุณภาพตามวัตถุประสงค์

- VEYSEL YALIN ÖZTÜRK ได้ศึกษาวิจัยในส่วนของจลศาสตร์ชุดเกียร์แพลนทารี โดยเน้นในส่วนการสั่นสะเทือนที่เกิด ณ ชุดเกียร์ ซึ่งต้องการลดแรงสั่นสะเทือนที่เกิดซึ่งหาจลดอายุการใช้งานหรือสร้างความเสียหายได้โดยมีการทดลองกับสัมประสิทธิ์ตัวหน่วง และค่าความแข็งหลากหลายค่า โดยได้ข้อสรุปว่าวิธีการที่ได้ผลลัพธ์ดีที่สุดในการลดการสั่นสะเทือนเมื่อถูกใช้งาน คือการพัฒนาอัตราทดเกียร์ ระยะห่างระยะฟัน หรือลักษณะฟันเกียร์โดยรวม

2.3 การแข่งขัน TSAE Auto challenge Student Formula

2.3.1 TSAE Auto challenge Student Formula คืออะไร

การแข่งขัน TSAE Auto challenge Student Formula เป็นการแข่งขันที่ถูกจัดขึ้นโดยสมาคมวิศวกรรมยานยนต์ไทย (สวยท.) เพื่อส่งเสริม และสนับสนุนการพัฒนาทักษะบุคลากรวิศวกรรมยานยนต์ ทั้งด้านการออกแบบ การสร้างยานยนต์และการจัดการ ยังรวมถึงสนับสนุนทำให้เกิดนวัตกรรมด้านยานยนต์ฝีมือคนไทยเพื่อยกระดับคุณภาพคนไทยไปยังระดับโลก

การแข่งขันยึดกฎเกณฑ์จากการแข่งขัน FSAE ซึ่งเป็นการแข่งขัน formula student ดั้งเดิมที่ก่อตั้งโดยมหาวิทยาลัยเท็กซัส สหรัฐอเมริกา ในปี ค.ศ 1980

โดยในทุกๆปีจะจัดการแข่งขันในช่วงเดือนมกราคม ผู้เข้าแข่งขันจากหลากหลายมหาวิทยาลัยทั้งในประเทศไทย และในประเทศระแวกใกล้เคียง แข่งขันกัน โดยทุกๆปีผู้เข้าแข่งขันต้องออกแบบและพัฒนาารถแข่งให้เป็นไปตามกฎที่กำหนดไว้ โดยที่ยังมีนวัตกรรมใหม่ๆ ที่คอยสร้างความได้เปรียบให้รถแข่ง

2.3.2 ข้อกำหนดในการแข่งขัน

ในการแข่งขันจะแบ่งเกณฑ์การให้คะแนนเป็นสองประเภทใหญ่ นั่นคือ

การแข่งขันประเภท Static event คิดเป็นคะแนนรวม 325 คะแนน ซึ่งประกอบไปด้วย

1. Presentation : 75 คะแนน
2. Cost : 100 คะแนน
3. Design : 150 คะแนน

การแข่งขันประเภท Dynamic event คิดเป็นคะแนนรวม 675 คะแนน ซึ่งประกอบไปด้วย

1. Acceleration : 100 คะแนน
2. Skid pad : 75 คะแนน
3. Autocross : 125 คะแนน
4. Efficiency : 100 คะแนน
5. Endurance : 275 คะแนน

คิดเป็นคะแนนรวมทั้งหมด 1000 คะแนน โดยในแต่ละรายการทีมที่สามารถทำผลงานได้ดีที่สุดจะได้คะแนนเต็มในรายการนั้นๆและอันดับอื่นๆจะได้คะแนนลดหลั่นกันไปตามลำดับ ซึ่งเมื่อรวมคะแนนทั้งหมดแล้วทีมใดสามารถทำคะแนนรวมได้มากที่สุดก็จะได้เป็นผู้ชนะในการแข่งขัน เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นอนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ในปฏิญญาฉบับนี้ทางผู้จัดทำจะออกแบบระบบส่งกำลัง หรือชุดเฟืองแพลนทารี (Planetary Gearbox) เพื่อนำไปใช้ในรถแข่งสำหรับเข้าแข่งขันในรายการ TSAE Auto challenge Student Formula ในครั้งถัดๆไป

2.4 ความรู้ทั่วไปเกี่ยวกับเฟือง

เฟือง หรือ เกียร์ (Gear) คือ อุปกรณ์ทางกลหรือองค์ประกอบของเครื่องจักรที่มีบทบาทสำคัญในการถ่ายทอด, เพิ่มหรือลดความเร็วของการเคลื่อนที่, กำลังของแรงที่ส่งมายังเพลา และยังสามารถประกอบชุดเกียร์เพื่อนำไปใช้ประโยชน์ในทางกลอื่นๆได้ เพื่อประสิทธิภาพมากขึ้น

ชุดเฟือง (Gearbox) เป็นอุปกรณ์ทางกลขนาดใหญ่ที่มีความสำคัญในหลายแขนง ซึ่งถูกออกแบบมาเพื่อปรับเปลี่ยนและควบคุมความเร็วและการเคลื่อนที่ของเครื่องจักร ซึ่งถูกนำมาใช้อย่างแพร่หลายในอุตสาหกรรมยานยนต์ อุตสาหกรรมการผลิต และอื่นๆอีกมากมาย เช่น

1. ยานยนต์และยานพาหนะ ชุดเฟืองถูกใช้ในรถยนต์และรถจักรยานยนต์เพื่อควบคุมความเร็วและส่งกำลังให้กับล้อหรือเครื่องยนต์ นอกจากนี้ยานยนต์ยังใช้เฟืองเพื่อเพิ่มหรือลดความเร็วของการขับเคลื่อน
2. อุตสาหกรรมการผลิต ชุดเฟืองถูกใช้ในเครื่องจักรที่ใช้ในกระบวนการผลิต เช่น เครื่องจักรที่ใช้สำหรับควบคุมการผลิตในโรงงานเพื่อใช้ชุดเฟืองในการถ่ายโอนกำลังเพื่อทำให้เครื่องจักรเคลื่อนที่
3. อุตสาหกรรมเรือ ในเรือและเรือสำราญใช้เฟืองเพื่อควบคุมเรือและเปลี่ยนทิศทางการเดินเรือ ชุดเฟืองเล็กๆน้อยๆเหล่านี้มีบทบาทสำคัญในการเรียนรู้การนำเรือไปยังทิศทางที่ต้องการ
4. อุตสาหกรรมอวกาศ ในยานอวกาศที่ใช้ในการสำรวจอวกาศและส่งสัญญาณไปยังโลก ชุดเฟืองถูกใช้ในการปรับเปลี่ยนทิศทางแรงที่ถูกส่งไปยังล้อหรือชุดเครื่องจักรเพื่อควบคุมการหมุน

2.4.1 ประเภทของเฟือง

เฟืองมีหลายประเภทแบ่งโดยลักษณะการใช้งานที่แตกต่างกันไป โดยมีเฟืองประเภทที่สำคัญดังต่อไปนี้

1. Helical Gear : เฮลิคอลลเกียร์หรือเฟืองมีฟันแบบเฉียง ใช้สำหรับการถ่ายโอนกำลังและควบคุมความเร็วในรถยนต์และเครื่องจักรที่ต้องการการทำงานอย่างเงียบและนุ่มนวล แต่ควรมีลูกปืนช่วยในการรองรับแรงแนวซัป (thrust load).

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2. Spur Gear : สเปอร์เกียร์หรือเฟืองตรงมีฟันเฟืองตั้งตรง พลังงานสูญเสียเนื่องจากการเลื่อนไถลน้อยที่สุด นิยมนำมาใช้ในงานที่ต้องการควบคุมความเร็วและถ่ายโอนกำลังสูง เช่น เครื่องจักรการผลิต ชุดเฟืองในรถแข่ง
3. Bevel Gear : หรือเรียกอีกอย่างว่าเฟืองดอกจอกมีลูกฟันที่เรียบและมุมใช้ในงานที่ต้องการการทำงานในมุมหรือทิศทางที่แตกต่างกันเป็นมุมเอียง มีความซับซ้อนในการประกอบค่อนข้างสูง ถูกใช้งาน เช่น ในระบบเฟืองขับที่สามารถเลี้ยวหมุนได้ มีทั้งฟันโค้งและฟันตรง
4. Rack & Worm Gear : เฟืองสะพานและเฟืองหนอน เป็นเฟืองอีกหนึ่งประเภท มีทั้งแบบแบนและแบบกลม ข้อดีของเฟืองสะพานคือเมื่อนำไปใช้งานกับเฟืองตรง จะสามารถเปลี่ยนแปลงการเคลื่อนที่แบบหมุนเป็นการเคลื่อนที่เชิงเส้นได้ แต่เฟืองประเภทนี้ไม่สามารถทำงานต่อเนื่องได้เนื่องจากการเคลื่อนที่จะไปจับที่ปลายของเฟืองสะพาน ส่วนเฟืองตัวหนอนเป็นเฟืองที่มีการทำงานแบบ Self-locking และทำงานเงียบ แต่จะเกิดการสูญเสียพลังงานและแรงกระทำบนตัวหนอนสูง

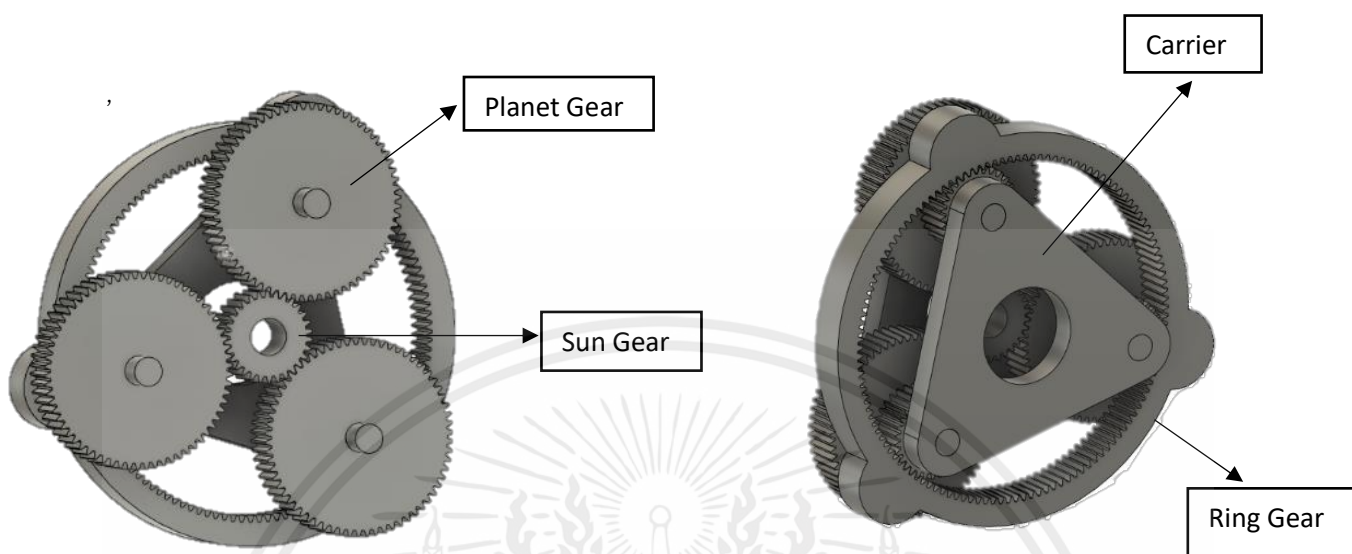
โดยในปริยญาณีพนธ์เล่มนี้ผู้จัดทำได้ทำการเลือกออกแบบชุดเฟืองแพลนเนทารี (Planetary Gearbox) เป็นแบบเฟืองตรงหรือ Spur gear เนื่องจากมีความสามารถในการถ่ายโอนกำลังจากมอเตอร์ที่ค่อนข้างสูงและยังมีพลังงานสูญเสียเนื่องจากการเลื่อนไถลน้อยที่สุด จึงเป็นตัวเลือกที่เหมาะสมที่สุดในการออกแบบชุดเฟืองแพลนเนทารี (Planetary Gearbox)

2.4.2 ส่วนประกอบของชุดเฟืองแพลนเนทารี (Planetary Gearbox)

ชุดเฟืองแพลนเนทารี (Planetary Gearbox) เป็นชุดเฟืองที่ประกอบด้วย Sun gear, Planet gear และ Ring gear มักถูกใช้ในรถยนต์เพื่อควบคุมความเร็วและการถ่ายโอนกำลังอย่างมีประสิทธิภาพโดยชุดเฟืองแพลนเนทารี (Planetary Gearbox) จะมีองค์ประกอบที่ทำงานร่วมกัน ได้แก่

1. Sun Gear เป็นองค์ประกอบที่อยู่ตรงกลางของชุดเฟืองแพลนเนทารี (Planetary Gearbox) เป็นตัวที่เครื่องจักรจะกำหนดความเร็วของชุดเกียร์
2. Planet Gear อยู่ภายนอก Sun Gear และจะยึดอยู่กับ Carrier มีความสำคัญในการเปลี่ยนทิศทางแรงและการเพิ่มหรือลดความเร็ว
3. Ring Gear จะถูกวางอยู่รอบๆ Planet Gear ทำหน้าที่ในการลดอัตราการหมุนของ Planetary Gear และทำหน้าที่ในการปรับทิศทางการหมุน เพื่อทำการส่งแรงออกไปสู่เพลา
4. Carrier คือส่วนหนึ่งของชุดเฟืองแพลนเนทารี (Planetary Gearbox) ที่มีคุณสมบัติที่สำคัญในการควบคุมการหมุนและการถ่ายโอนกำลังในระบบ โดย Carrier จะถูกออกแบบเป็น

โครงสร้างที่รองรับและควบคุมน้ำหนักควบคุมการหมุนของ Planet gear และยังช่วยให้ทุกองค์ประกอบสามารถทำงานร่วมกันอย่างมีประสิทธิภาพ และเสถียรภาพ



รูปที่ 2.1 แสดงส่วนประกอบของชุดเฟืองแพลนเนทารี

2.5 มาตรฐานในการออกแบบฟันเฟือง ISO 21771:2007

ISO 21771:2007 เป็นมาตรฐานสำหรับชุดเฟืองแพลนเนทารี (Planetary Gearbox) มาตรฐาน ISO 21771:2007 เป็นมาตรฐานทางวิศวกรรมที่ถูกพัฒนาโดย องค์การมาตรฐานสากล (International Organization for Standardization หรือ ISO) และมีความสำคัญในการผลิตเฟือง โดยเฉพาะเรื่องคุณภาพและความปลอดภัยของชุดเฟืองที่ใช้ในหลากหลายการใช้งาน มาตรฐานนี้ระบุข้อกำหนดเกี่ยวกับการออกแบบและผลิตชุดเฟืองแพลนเนทารี (Planetary Gearbox) เพื่อให้สามารถทำงานอย่างมีประสิทธิภาพและปลอดภัย โดยคุณสมบัติคุณสมบัติหลักของ ISO 21771:2007 มีดังนี้

2.5.1. คุณภาพของวัสดุ

มาตรฐานนี้ระบุว่าวัสดุที่ใช้ในการผลิตชุดเฟืองแพลนเนทารี (Planetary Gearbox) ต้องเป็นวัสดุที่มีคุณภาพสูง เหมาะสำหรับการใช้งานตามที่ระบุไว้ โดยวัสดุที่เรานำมาใช้ในที่นี้ คือ SCM415 ซึ่งถูกรับรองโดย โรงงานมาตรฐาน ISO มีองค์ประกอบโลหะดังนี้

| C (%) | Si (%) | Mn (%) | P (%) | S (%) | Ni (%) | Cr (%) | Mo (%) | Cu (%) |
|-----------|-----------|----------|---------------|---------------|---------------|---------|-----------|--------------|
| 0.13-0.18 | 0.15-0.35 | 0.6-0.85 | $0 \leq 0.03$ | $0 \leq 0.03$ | $0 \leq 0.25$ | 0.9-1.2 | 0.15-0.30 | $0 \leq 0.3$ |

ตารางที่ 2.1 ตารางแสดงค่าองค์ประกอบทางเคมีของเหล็ก SCM415

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

มีคุณสมบัติเชิงกลดังต่อไปนี้

Tensile strength (kgf/mm²) : ≥ 85

Elongation (%) : ≥ 16

Cross-section reduction rate (%) : ≥ 40

Impact value (J/cm²) : ≥ 7

Hardness (Hb) : 235~321

2.5.2. การออกแบบและความแม่นยำ

มาตรฐานระบุข้อกำหนดเกี่ยวกับการออกแบบและความแม่นยำของชุดเฟืองแพลนetary (Planetary Gearbox) เพื่อให้ชุดเฟืองมีคุณภาพและควบคุมการถ่ายโอนกำลังได้อย่างมีประสิทธิภาพ โดยการทดสอบและการตรวจสอบคุณภาพ : ISO 21771:2007 ระบุข้อกำหนดเกี่ยวกับการทดสอบและการตรวจสอบคุณภาพของชุดเฟืองแพลนetary (Planetary Gearbox) เพื่อตรวจสอบว่าผลิตภัณฑ์ตรงตามมาตรฐาน

2.5.3. ความปลอดภัย

มาตรฐานนี้ยังให้คำแนะนำเกี่ยวกับความปลอดภัยในการใช้งานชุดเกียร์ planetary และระบุการตรวจสอบความปลอดภัย ISO 21771:2007 เป็นเครื่องมือสำคัญในวงการวิศวกรรมที่เกี่ยวกับชุดเฟืองแพลนetary (Planetary Gearbox) เพื่อให้ผู้ผลิตและผู้ใช้รู้ว่าชุดเกียร์ที่ใช้ตรงตามมาตรฐานมีคุณภาพและปลอดภัย

2.6 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

2.6.1 ทฤษฎี Willis equation

2.6.1.1 Swept Angle

Swept angle หมายถึงมุมที่ถูกขั้วกันระหว่างตำแหน่งเริ่มต้นและตำแหน่งสิ้นสุดของแถบ Sun Gear และ Planet Gear ในชุดเฟืองแพลนetary (Planetary Gearbox) ในรอบหนึ่ง เป็นความสัมพันธ์ที่มีความสำคัญในการออกแบบและวิเคราะห์ชุดเฟืองแพลนetary (Planetary Gearbox) และเป็นตัวบ่งบอกถึงการกระทำและความสัมพันธ์ระหว่าง Sun Gear, Planet Gear และ Ring

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Gear ในชุดเฟืองแพลเนทารี (Planetary Gearbox) เนื่องจากเป็นตัวบ่งบอกถึงการโอนกำลังที่เกิดขึ้นภายในชุดเฟือง

โดยสามารถคำนวณ Swept angle ได้โดยใช้สมการต่อไปนี้

$$\text{Swept angle} = |N_p \cdot 360^\circ - N_s \cdot 360^\circ|$$

โดย

Swept angle ที่เกิดขึ้นในชุดเฟืองแพลเนทารี (Planetary Gearbox) อยู่ในหน่วยองศา

N_p คือ จำนวน Planet Gear ในชุดเฟืองแพลเนทารี (Planetary Gearbox)

N_s คือ จำนวนของ Sun Gear ในชุดเฟืองแพลเนทารี (Planetary Gearbox)

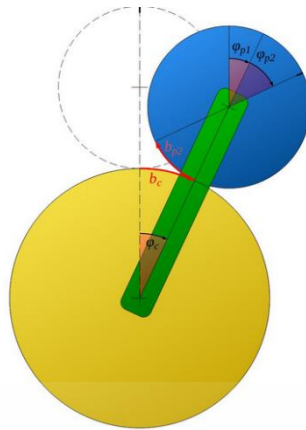
2.6.1.2 Superposition of motions

Superposition of motions เป็นหลักการทางวิศวกรรมที่ใช้ในการวิเคราะห์การเคลื่อนไหวของชุดเฟืองแพลเนทารี (Planetary Gearbox) โดยการแบ่งการเคลื่อนไหวของแต่ละองค์ประกอบของชุดเฟืองแพลเนทารี (Planetary Gearbox) เป็นส่วนย่อยจากนั้นรวมผลลัพธ์ของการเคลื่อนไหวทุกส่วนเข้าด้วยกัน เพื่อให้เกิดการเคลื่อนไหวรวมของชุดเฟืองแพลเนทารี (Planetary Gearbox) ทำให้เราสามารถทำคาดคะเนการทำงานของชุดเฟืองได้อย่างถูกต้องและแม่นยำโดยความเร็วของแต่ละเกียร์มีความเร็วเชิงมุมที่ต่างกันเกิดจากการที่ทุกๆ แกนของแต่ละเกียร์ มีการส่งกำลังให้กัน

โดยแบ่งการเคลื่อนไหวเป็น 3 ส่วน คือ

1. การเคลื่อนไหวของ Carrier รอบ Sun Gear : ในส่วนนี้ถ้า sun gear หยุดนิ่ง และ carrier ต่อกับ Planet gear เป็นการเคลื่อนไหวที่มีความเร็วมากที่สุดภายในชุดเฟืองแพลเนทารี (Planetary Gearbox)

$$\text{โดย } \varphi_{p1} = \varphi_c$$



รูปที่ 2.2 แสดงการเคลื่อนไหวของ Carrier รอบ Sun Gear

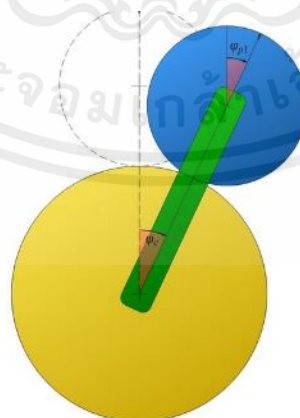
(รูปจาก : [Transmission ratios of planetary gears \(Willis equation\) - tec-science](#))

2.การเคลื่อนไหวของ Planet Gear รอบจุดศูนย์ถ่วงตนเอง : ส่วนนี้เป็นการเคลื่อนไหวของ Planet Gear เมื่อถูกยึดกับ carrier ที่หมุนรอบแถบ Sun Gear และยังเกิดการหมุนรอบจุดศูนย์ถ่วงตัวเอง จะเกิดความเร็วดังกล่าวกับการเคลื่อนไหวของ Sun Gear

$$b_{p2} = b_c$$

$$\frac{d_p}{2} \cdot \varphi_{p2} = \frac{d_s}{2} \cdot \varphi_c$$

$$\varphi_{p2} = \frac{d_s}{d_p} \cdot \varphi_c$$



รูปที่ 2.3 แสดงการเคลื่อนไหวของ Planet gear รอบจุดศูนย์ถ่วงตนเอง

(รูปจาก : [Transmission ratios of planetary gears \(Willis equation\) - tec-science](#))

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.การเคลื่อนไหวนของ Sun Gear : ส่วนนี้เป็นการเคลื่อนไหวนของ Sun Gear เมื่อ carrier ถูกยึดอยู่กับที่ และ Sun gear หมุนตามเข็มนาฬิกาด้วยมุม ϕ_s

โดย planet gear จะหมุนทวนเข็มนาฬิกาด้วยมุม ϕ_{p3}

$$b_{p3} = -b_s$$

$$\frac{d_p}{2} \cdot \phi_{p3} = -\frac{d_s}{2} \cdot \phi_s$$

$$\phi_{p3} = -\frac{d_s}{d_p} \cdot \phi_s$$



รูปที่ 2.4 การเคลื่อนไหวนของ Sun Gear

(รูปจาก : [Transmission ratios of planetary gears \(Willis equation\) - tec-science](#))

จากสมการที่กล่าวมาจะได้สมการการเคลื่อนไหวนรวมเป็น

$$\phi_p = \phi_{p1} + \phi_{p2} + \phi_{p3}$$

$$\phi_p = \phi_c + \frac{d_s}{d_p} \cdot \phi_c - \frac{d_s}{d_p} \cdot \phi_s$$

$$\phi = \omega \cdot t \text{ with } \omega = 2\pi \cdot n$$

$$\phi = 2\pi \cdot n \cdot t$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$2\pi \cdot n_p \cdot t = 2\pi \cdot n_c \cdot t + \frac{d_s}{d_p} \cdot 2\pi \cdot n_c \cdot t - \frac{d_s}{d_p} \cdot 2\pi \cdot n_s \cdot t$$

$$n_p = n_c + \frac{d_s}{d_p} \cdot n_c - \frac{d_s}{d_p} \cdot n_s \quad | \cdot d_p$$

$$n_p \cdot d_p = n_c \cdot d_p + d_s \cdot n_c - d_s \cdot n_s$$

$$\boxed{n_p \cdot d_p = n_c \cdot (d_p + d_s) - n_s \cdot d_s}$$

ในเมื่อเส้นผ่านศูนย์กลาง pitch circle สามารถแปรผันตรงเป็นจำนวนฟันเกียร์ได้เลย จะได้สมการ

$$n_p \cdot z_p = n_c \cdot (z_p + z_s) - n_s \cdot z_s$$

2.6.1.3 Willis equation

คือสมการที่ถูกนำมาใช้กับเกียร์ planetary ทุกประเภท โดนจะเน้นไปถึงความสัมพันธ์ในการเคลื่อนไหวในแต่ละชั้นส่วนในเกียร์ โดยความสัมพันธ์ของแต่ละชั้นส่วนถูกนำมา “derived” จากสมการ

$$\boxed{n_p \cdot d_p = n_c \cdot (d_p + d_s) - n_s \cdot d_s}$$

โดย

n_p คือ ความเร็วเชิงมุมของเกียร์ Planetary

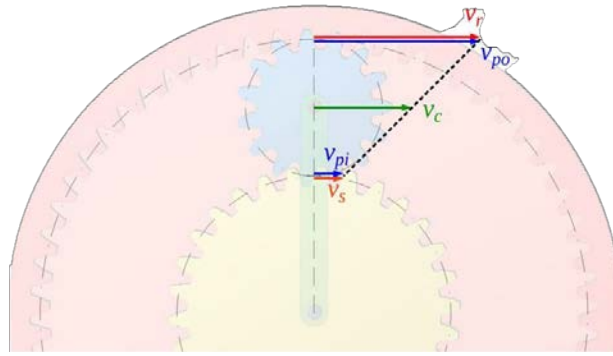
n_s คือ ความเร็วเชิงมุมของเกียร์ Sun gear

d_p คือ เส้นผ่านศูนย์กลาง pitch ของเกียร์ Planetary

d_s คือ เส้นผ่านศูนย์กลาง pitch ของเกียร์ Sun gear

ในเมื่อเกิด rolling motion โดยไม่มีการลื่นไถลระหว่าง Ring gear และ Planet gear ความเร็วที่จุดสัมผัสต้องเท่ากัน ไม่งั้นจะเกิดการขัดกันระหว่างเฟือง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.5 แสดงเวกเตอร์ความเร็วของ Planet gear

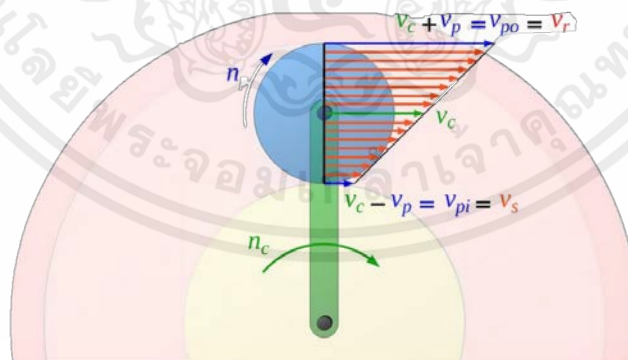
(รูปจาก : [Transmission ratios of planetary gears \(Willis equation\) - tec-science](#))

โดยจากความสัมพันธ์

$$v = \omega \cdot r = \omega \cdot \frac{d}{2} \quad \text{with} \quad \omega = 2\pi \cdot n$$

$$v = \pi \cdot n \cdot d$$

จะเห็นได้ว่าเมื่อทราบรัศมี pitch circle จะสามารถหาความเร็วเชิงมุม n ได้ และยังสามารถหาความเร็วเชิงมุมจากความเร็วกงเกียร์ planet จะเท่ากับ



รูปที่ 2.6 แสดงเวกเตอร์ความเร็วของชุดเฟืองแพลนเนทาร์

(รูปจาก : [Transmission ratios of planetary gears \(Willis equation\) - tec-science](#))

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ความเร็วเชิงมุมเกียร์ Sun และจุดศูนย์กลางว่างของเกียร์ planet จะหมุนด้วยความเร็วเดียวกับ Carrier โดยความสัมพันธ์เชิงเส้นนี้จะสามารถนำไปคำนวณ ความเร็วเชิงมุมของ Ring gear ได้

สามารถนำค่าในรูปมาเขียนสมการได้ดังนี้

$$v_r - v_s = v_c + v_p - v_c + v_p$$

$$v_r = 2 \cdot v_p + v_s$$

$$v_p = \frac{v_r - v_s}{2}$$

$$\pi \cdot n_p \cdot d_p = \frac{(\pi \cdot n_r \cdot d_p)}{2} - \frac{(\pi \cdot n_s \cdot d_s)}{2}$$

$$n_p \cdot d_p = \frac{(n_r \cdot d_p)}{2} - \frac{(n_s \cdot d_s)}{2}$$

เรายังสามารถนำความสัมพันธ์เส้นผ่านศูนย์กลาง ของทั้ง Ring gear, Planet gear, Sun gear มาช่วยในการคำนวณ

$$d_r = 2 \cdot d_p + d_s$$

$$d_p = d_r - \frac{d_s}{2}$$

$$n_r \cdot z_r = n_c \cdot (z_r + z_s) - n_s \cdot z_s$$

2.6.2 ทฤษฎีของฮุก (Hook's Law)

ทฤษฎีของฮุกสามารถนำมาใช้ในการคำนวณหาแรงหรือระยะยืดหดของชิ้นงานที่เราไม่ทราบได้ โดยขึ้นส่วนทางวิศวกรรมที่เราออกมาจะเกิดการรับแรงจากหลายส่วน ซึ่งทำให้เกิดการผิดรูปได้ เราจึงสามารถนำทฤษฎีของฮุกมาใช้ในการหาความสัมพันธ์ระหว่างความเค้นและความเครียดได้

โดยมีสมการความสัมพันธ์ทั่วไปดังนี้

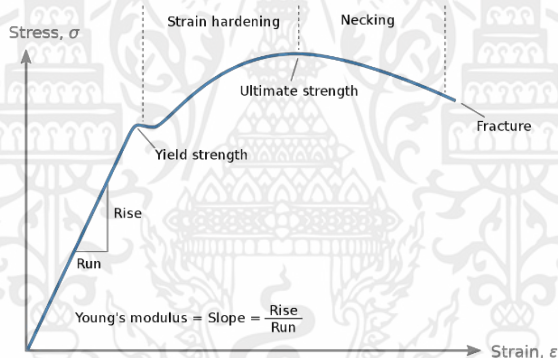
$$E = \frac{\sigma}{\epsilon}$$

โดยที่

σ คือ ค่าความเค้น (Pa)

E คือ ค่าโมดูลัสความยืดหยุ่น (Pa)

ϵ คือ ค่าความเครียด (ไม่มีหน่วย)



รูปที่ 2.7 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความเค้นและความเครียดของวัสดุในทฤษฎีของฮุก

(รูปจาก : <https://engineering.stackexchange.com/questions/50213/what-is-the-difference-between-hookes-law-and-youngs-modulus>)

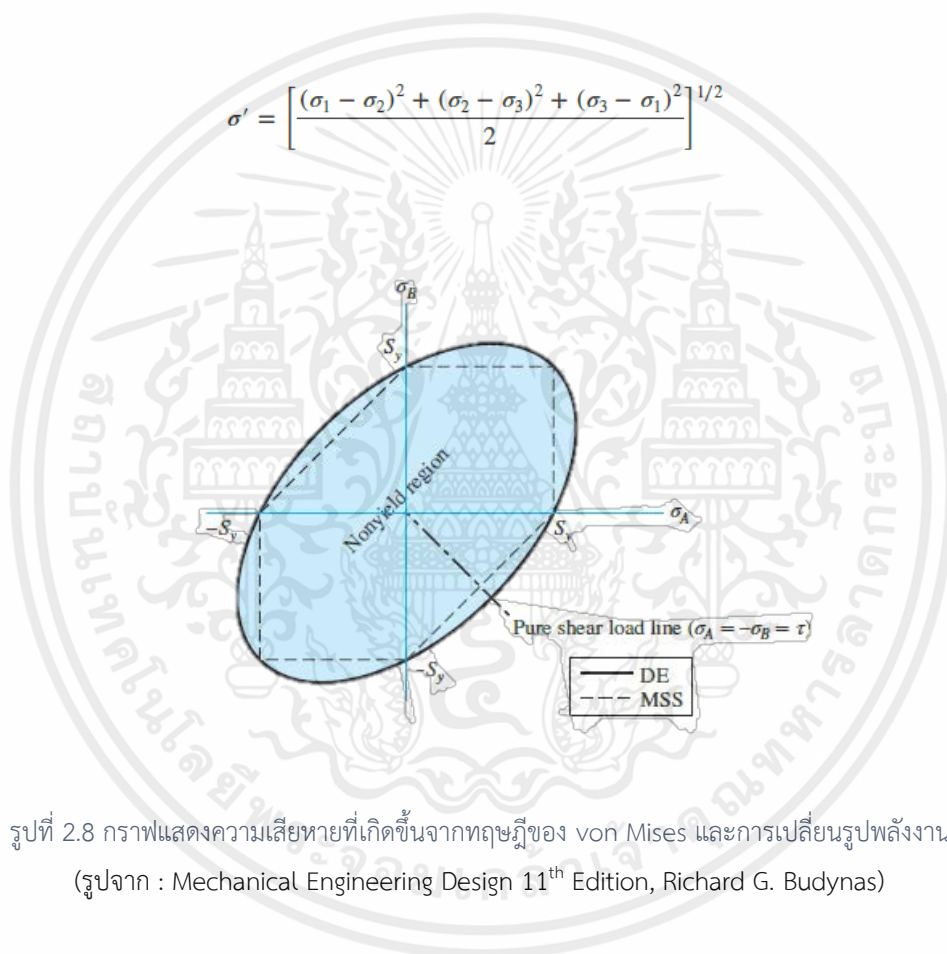
จากกราฟจะสามารถเห็นได้ว่าเมื่อความเค้นและความเครียดเกินจุด yield strength วัสดุจะเกิดความเสียหายแบบถาวร ไม่กลับคงสู่สภาพเดิม โดยถ้าเป็นวัสดุเหนียวจุดครากจะค่อนข้างคงที่ แมนยำ แต่ถ้าเป็นวัสดุที่มีความเปราะ จุดครากจะไม่แน่นอน ทำให้หาความเค้นที่แมนยำได้ยาก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.6.3 ทฤษฎีความเสียหายของ von Mises

ทฤษฎี von Mises คือทฤษฎีที่สำคัญที่ใช้ในการประเมินความแข็งแรง และพิจารณาการเสียรูปของชิ้นงานที่ออกแบบไว้เมื่ออยู่ภายใต้แรงเค้น โดยการที่ชิ้นงานจะเกิดการเสียหายแบบถาวรนั้นจะเกิดจากการที่ค่า distortion energy นั้นมีค่าเท่ากับ distortion energy ณ จุด yield ของชิ้นงานที่ถูกกระทำ ในการคำนวณค่าความเค้น von Mises เราต้องทำการพิจารณาภาวะทั่วไป (general state) หรือแบบสามมิติของชิ้นงานว่าจะเกิดความเสียหายหรือการครากที่ชิ้นงานหรือไม่ โดยสามารถพิจารณาได้จากสมการดังนี้

$$\sigma' = \left[\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]^{1/2}$$



รูปที่ 2.8 กราฟแสดงความเสียหายที่เกิดขึ้นจากทฤษฎีของ von Mises และการเปลี่ยนรูปพลังงาน

(รูปจาก : Mechanical Engineering Design 11th Edition, Richard G. Budynas)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.6.4 Gear profile

หนึ่งในทฤษฎีที่สำคัญที่สุดในการออกแบบเกียร์คือการออกแบบฟันเกียร์ซึ่งเน้นรูปร่างที่ฟันเกียร์จะขบกัน โดยปกติฟันเกียร์จะมีความโค้ง โดยความโค้งของฟันเกียร์มีส่วนในความราบรื่น และมีประสิทธิภาพในการส่งกำลัง

1. วงกลมพิทช์ (Pitch circle) : บอกขนาดของเฟืองด้วยขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางพิทช์
2. เส้นผ่านศูนย์กลางพิทช์ (Pitch diameter) : เป็นอัตราส่วนระหว่างจำนวนฟันเฟืองกับขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลางพิทช์และเป็นส่วนกลับของโมดูล
3. Circular pitch : เป็นระยะที่วัดบนวงกลมพิทช์จากจุดหนึ่งบนฟันเฟืองหนึ่ง ไปยังอีกจุดหนึ่งที่ตำแหน่งเดียวกันบนฟันเฟือง
4. ความสูงของเฟือง (Addendum) : เป็นระยะที่วัดในแนวรัศมีระหว่างยอดฟันถึงวงกลมพิทช์
5. ความลึกของเฟือง (Dedendum) : เป็นระยะที่วัดในแนวรัศมีระหว่างโคนฟันถึงวงกลมพิทช์
6. องศาตกรกระทบ (Pressure angle) : มุมที่เกิดแรงดันบนฟันเฟือง
7. โมดูล (module) : เป็นอัตราส่วนระหว่างขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางพิทช์กับจำนวนฟันบนเฟือง มีหน่วยเป็นมิลลิเมตร ซึ่งค่าของโมดูลนี้เป็นดัชนีที่บ่งบอกขนาดของฟันเฟืองในหน่วย SI มีสูตรเป็นดังนี้

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

โดยที่

m คือ โมดูล

Dp คือ เส้นผ่านศูนย์กลางพิทช์

N คือ จำนวนฟันเกียร์

8. เคลียร์แรนซ์ (Clearance) : ซึ่งในการที่เฟืองสองอันขบกันระยะความสูงด้านครึ่งล่างต้องมีค่ามากกว่าระยะความสูงของความสูงด้านครึ่งบนของอีกเฟืองหนึ่ง เพื่อที่จะไม่ให้เกิดการขัดกันเกิดขึ้น
9. แบ็คแลช (Backlash) : คือระยะห่างระหว่างฟันของเฟืองขับและเฟืองตาม หากชิดเกินไปก็จะทำให้เฟืองเกิดความร้อนและอาจไหม้ได้จึงจำเป็นต้องมี ช่องว่างสำหรับน้ำมันหล่อลื่นและเป็นระยะที่เผื่อไว้สำหรับเฟืองขยายตัวได้เมื่อมีอุณหภูมิสูงขึ้น อีกทั้งยังมีผลต่อการเผื่อระยะความผิดพลาดจากกระบวนการตัด ขึ้นรูปของฟันเฟือง
10. ความหนาเฟือง (Face width) : คือ ความหนาที่วัดในทิศทางเดียวกับแกนเฟือง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

11. อัตราทด (Gear ratio) : คือ อัตราส่วนระหว่างจำนวนของฟันที่อยู่บนเฟืองๆ ที่ขบกัน หรือ อัตราส่วนระหว่างความเร็วเชิงมุมของเฟืองตัวขับต่ออัตราเร็วเชิงมุมของเฟืองตัวตาม โดยสามารถพิจารณาได้จากสมการ

$$m_w = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{N_2}{N_1}$$

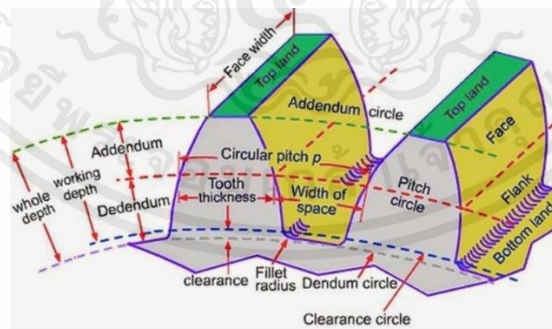
โดย

ω = อัตราเร็วเชิงมุม (rad/s)

N = จำนวนฟันของเฟือง (ซี่)



รูปที่ 2.9 แสดงรูปทรงของฟันเฟืองและจุดต่างๆที่สัมพันธ์กับของฟันเฟือง
(รูปจาก : <https://www.marplesgears.com/2018/05/gear-tooth-profile>)



รูปที่ 2.10 แสดงภาพ Gear Profile

(รูปจาก : <https://mechtics.com/machine/theory-of-machines/gear-terminology-with-defination>)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.6.5 Gear Interference

การสัมผัสกันของส่วนหนึ่งของ tooth profile ที่ไม่ได้เชื่อมต่อกันเรียกว่า interference ซึ่งสัมผัสกันบริเวณ ปลายฟันของเฟืองตาม กับ flank ของเฟืองขับที่จุด A หรือกล่าวได้ว่า การสัมผัสกันเกิดขึ้นบน base circle ของ gear 2 ที่ส่วนหนึ่งของ noninvolute ของ flank ส่งผลให้ปลายฟันของเฟืองตามมีแนวโน้มที่จะกัด noninvolute flank ของเฟืองขับ และ จะเกิดขึ้นอีกครั้งเมื่อฟันเฟืองงัดกันที่จุด D และจากกันที่จุด B จำนวนฟันที่น้อยที่สุดของ spur pinion และ gear ของอัตราทด 1:1 สามารถใช้งานได้โดยไม่มี interference จำนวนฟันของเฟืองตรง (Spur gear) นี้คือ N_p

$$N_p = \frac{2k}{3 \sin^2 \phi} (1 + \sqrt{1 + 3 \sin^2 \phi})$$

เมื่อ $k=1$ สำหรับ full depth teeth , 0.8 สำหรับ stub teeth และ ϕ = Pressure angle

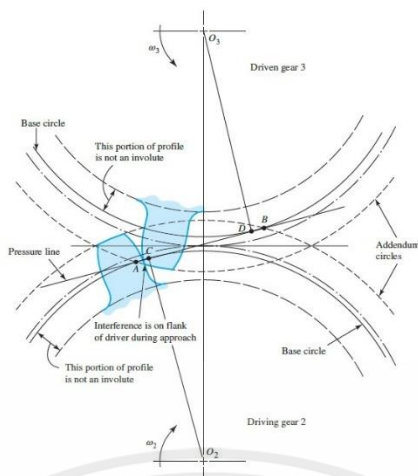
$$m_G = \frac{N_G}{N_p} = m$$

ในกรณีที่เฟืองตามมีจำนวนฟันมากกว่าเฟืองขับ นั่นคือต้องมากกว่า 1 จำนวนฟันที่น้อยที่สุดของ spur pinion โดยไม่มี interference คือ

$$N_p = \frac{2k}{(1 + 2m) \sin^2 \phi} (m + \sqrt{m^2 + (1 + 2m) \sin^2 \phi})$$

จำนวนฟันของเฟืองใหญ่โดยไม่มี interference คือ

$$N_G = \frac{N_p^2 \sin^2 \phi - 4k^2}{4k - 2N_p \sin^2 \phi}$$



รูปที่ 2.11 แสดงภาพ Gear Interference

(รูปจาก : Mechanical Engineering Design 11th Edition, Richard G. Budynas)

2.6.6 safety factor

ทฤษฎี safety factor เป็นหลักการทางวิศวกรรมที่มีการใช้เพื่อประเมินความปลอดภัยของโครงสร้างหรือระบบใด ที่อาจเผชิญกับแรงและการทำงานต่าง ๆ ในสภาวะการใช้งานจริง ค่า safety factor คือสัดส่วนระหว่างความคงทนของโครงสร้างหรือระบบกับแรงหรือการทำงานที่อาจเกิดขึ้น หากค่า safety factor มากกว่า 1 แสดงว่าโครงสร้างหรือระบบนั้นมีความสามารถในการรับสภาวะการทำงานที่มากกว่าความคงทนของมัน และมีความปลอดภัย

สูตรที่ใช้ในการคำนวณ safety factor (F.S) ได้แก่

$$(F.S) = \text{Ultimate Strength} / \text{Applied Stress} \text{ หรือ } \text{Ultimate strength} / \text{Yield strength}$$

$$= \frac{\sigma_y}{\sigma_{von}} \text{ โดย } \sigma_{von} \text{ คือ ค่าความเค้นทางทฤษฎี von Mises (N/m}^2\text{)}$$

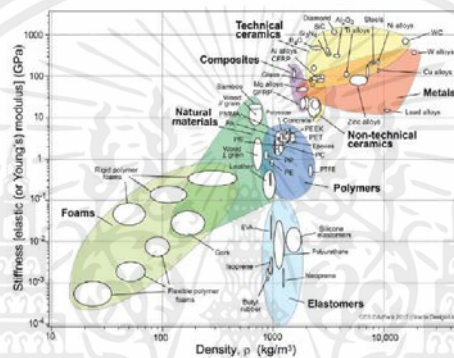
โดยเมื่อ Safety Factor สูง จะแสดงว่าโครงสร้างหรือระบบมีความแข็งแรงและปลอดภัยในการใช้งาน ในกรณีที่ Safety Factor ต่ำกว่า 1 หมายความว่าระบบหรือโครงสร้างนั้นมีความปลอดภัยในสภาวะการทำงานต่ำและอาจเสี่ยงต่อความเสียหายหรือความเสี่ยงต่อความปลอดภัยโดยในปริญญานิพนธ์นี้เรามีความตั้งใจที่จะให้ค่า Safety factor ของเรามีค่าอยู่ในช่วง 1.5 ถึง 2

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.6.7 ทฤษฎีในการเลือกวัสดุสำหรับชิ้นงาน

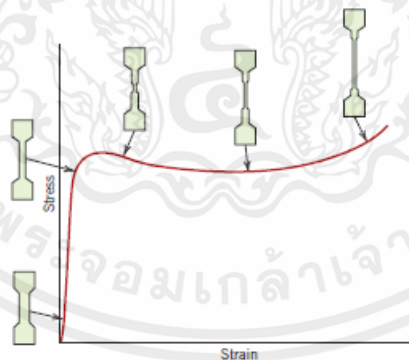
การเลือกวัสดุในการผลิตเฟืองเกียร์เป็นขั้นตอนที่มีความสำคัญสูงเพราะมีผลต่อความแข็งแรงและประสิทธิภาพของเฟืองเกียร์ โดยรายละเอียดของทฤษฎีในการเลือกวัสดุมาทำเฟืองเกียร์เรากำลังจะพูดถึงต่อไปนี้

1. ความแข็งแรง : วัสดุที่ใช้ในการผลิตเฟืองเกียร์ควรมีความแข็งแรงเพียงพอเพื่อรองรับกำลังและแรงกระทำที่จะถูกนำมาสู่เฟืองเกียร์ ซึ่งเราต้องคำนึงถึงขนาดและรูปร่างของเฟืองเกียร์กับวัสดุนี้ๆ ด้วย วัสดุควรมีความคงทนต่อแรงที่เฟืองเกียร์ เพื่อป้องกันไม่ให้เกิดความเสียหายจากภาวะโหลดต่างๆ



รูปที่ 2.12 แสดงตารางคุณสมบัติของวัสดุ

(รูปจาก : Materials Science and Engineering by WILLIAM D. CALLISTER, JR. & DAVID G. RETHWISCH 10th edition)



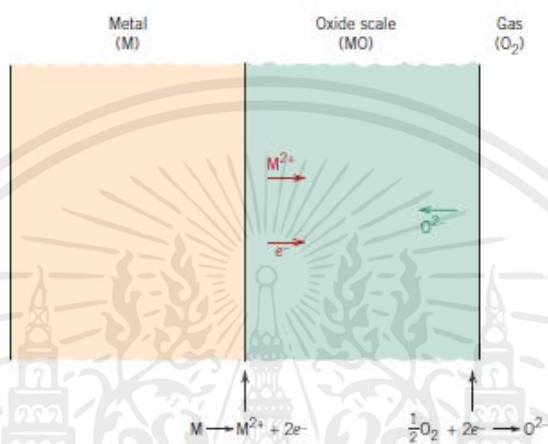
รูปที่ 2.13 กราฟแสดง Tensile Stress ของวัสดุ

(รูปจาก : Materials Science and Engineering by WILLIAM D. CALLISTER, JR. & DAVID G. RETHWISCH 10th edition)

โดยเราสามารถเลือกดูประเภทวัสดุได้จากกราฟเบื้องต้นให้เหมาะกับการใช้งานของเราว่า วัสดุต้องการค่า young modulus หรือมีความหนาแน่นสูงหรือไม่ตามความต้องการของเรา โดยเราสามารถที่จะนำวัสดุของเราไปทำการทดสอบ tensile test เพื่อหาค่า young modulus ได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2. ความทนต่อการกัดกร่อนและการสึกหรอ: โดยเฟืองเกียร์อาจต้องสัมผัสกับแรงเสียดทานสูง ซึ่งอาจทำให้เกิดกระบวนการกัดกร่อนและสึกหรอบนผิวของเฟือง วัสดุจึงควรทนต่อการกัดกร่อนและสึกหรอเพื่อยืดอายุการใช้งานของเกียร์
3. ความคงทนต่ออุณหภูมิและสภาพแวดล้อม: การทำงานของเฟืองเกียร์จะสภาพแวดล้อมที่มีอุณหภูมิและความชื้นต่าง ๆ ที่แตกต่างกัน วัสดุควรมีความคงทนต่อสภาพแวดล้อมเหล่านี้ เพื่อป้องกันการออกซิไดซ์หรือการเกิดสนิม



รูปที่ 2.14 แสดงการเกิด Oxidation ของวัสดุ

(รูปจาก : Materials Science and Engineering by WILLIAM D. CALLISTER, JR. & DAVID G. RETHWISCH 10th edition)

การเลือกวัสดุที่เหมาะสมสำหรับผลิตเกียร์เราควรคำนึงถึงความคงทนต่อการใช้งานและสภาพแวดล้อมของเกียร์ โดยวิเคราะห์ความแข็งแรงและความคงทนของวัสดุให้เข้ากับความต้องการในการใช้งาน เนื่องจากการเลือกวัสดุที่เหมาะสมจะช่วยเพิ่มอายุการใช้งานและประสิทธิภาพของเกียร์

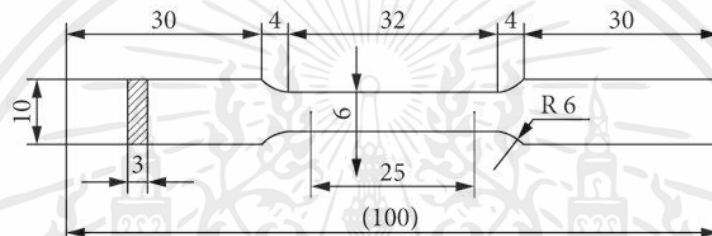
2.6.8 มาตรฐานการทดสอบแรงดึงของวัสดุ ASTM 8/8E

เป็นมาตรฐานทางวิศวกรรมที่กำหนดข้อกำหนดและวิธีการทดสอบสำหรับวัสดุและผลิตภัณฑ์หลาย การทดสอบความเค้น ASTM E8 / E8M ดำเนินการกับวัสดุโลหะที่อุณหภูมิห้อง เป็นหนึ่งในกระบวนการทดสอบที่พบมากที่สุดที่ใช้มากที่สุดในโลหะ มาตรฐาน ASTM 8/8E จะรวมถึงข้อกำหนดเกี่ยวกับคุณสมบัติทางกลเคลื่อนที่, การทดสอบความแข็งแรง, การทดสอบความยืดหยุ่น, การทดสอบความต้านทานต่อการกัดกร่อน, และการทดสอบคุณสมบัติทางทรงกลมของวัสดุ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การใช้มาตรฐาน ASTM 8/8E ช่วยให้เราสามารถมีความเชื่อมั่นในคุณภาพและประสิทธิภาพของวัสดุและผลิตภัณฑ์ที่ต้องการผลิต และช่วยให้มีการใช้งานที่ปลอดภัยในสภาพแวดล้อมต่าง ๆ ได้มากขึ้น

การทดสอบตามมาตรฐาน ASTM 8/8E ช่วยให้ผู้ใช้สามารถเปรียบเทียบคุณสมบัติของวัสดุและผลิตภัณฑ์จากผู้ผลิตต่าง ๆ ได้อย่างเป็นระเบียบและมีความเชื่อมั่นในผลการทดสอบที่ได้มา นอกจากนี้ การใช้มาตรฐาน ASTM 8/8E ยังช่วยให้มีการเสนอแนะเกี่ยวกับการปรับปรุงและการพัฒนาวัสดุและผลิตภัณฑ์ต่าง ๆ ให้ดียิ่งขึ้นตามความต้องการของตลาดและการใช้งาน



รูปที่ 2.15 แสดงการขนาดของชิ้นทดสอบแรงดึง



รูปที่ 2.16 ตัวอย่างการทดสอบแรงดึง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.6.9 มาตรฐานที่ใช้ในการอ้างอิงการทดสอบค่าความแข็ง ASTM E92

เป็นมาตรฐานที่กำหนดวิธีการทดสอบความแข็งแรงของวัสดุโดยใช้เครื่องมือการทดสอบแบบแกนนอน หรือ " V-notch Impact Test" ซึ่งเป็นวิธีที่ใช้กันอย่างแพร่หลายในวงการวิศวกรรมและอุตสาหกรรม เพื่อวัดความทนทานของวัสดุต่อการกระแทก หรือความทนทานที่วัสดุสามารถรับได้โดยไม่เกิดการแตกหัก

โดยในการทดสอบตามมาตรฐาน ASTM E92, ตัวอย่างวัสดุที่จะทดสอบจะถูกนำมาตัดเป็นรูปแท่งหรือแผ่นแล้วนำมาตั้งไว้ตรงขอบเข็มที่เรียกว่า "V-notch" จากนั้น, น้ำหนักจะถูกประกาศบนแท่งของวัสดุโดยที่จุดสูงสุดของน้ำหนักจะตกลงมาชนกับเข็ม โดยจุดสูงสุดของน้ำหนักจะตั้งบนเข็มแบบเหลี่ยมของเครื่องทดสอบและเมื่อมีการปล่อยน้ำหนักให้ตกลงมาเพื่อกระแทกวัสดุ แรงกระแทกที่เกิดขึ้นจะถูกบันทึกโดยเครื่องทดสอบ ผลลัพธ์จะถูกบันทึกเป็นจำนวนพลังงานที่จำเป็นในการทำให้วัสดุแตกหักเมื่อถูกกระแทก น้ำหนักและความเร็วของการตกของน้ำหนักจะถูกคำนวณเพื่อหาค่าพลังงานที่จำเป็นในการแตกหักของวัสดุ



รูปที่ 2.17 การทดสอบความแข็งด้วยเครื่องทดสอบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 3

วิธีการออกแบบและการทดสอบ

3.1 บทนำ

ในบทนี้จะกล่าวถึงหลักการออกแบบชุดเฟืองแพลนเนทารีและขั้นตอนการดำเนินงานซึ่งเริ่มจากการศึกษาทฤษฎีต่างๆที่มีความเกี่ยวข้องกับชุดเฟืองแพลนเนทารี (Planetary Gearbox) และหลักการออกแบบเฟืองตรง (Spur Gear) การคำนวณหาอัตราทดที่เหมาะสมกับรถแข่งสูตรนักศึกษาพลังงานไฟฟ้าที่ขับเคลื่อนด้วยระบบอินวิสิบลีมอเตอร์ การวิเคราะห์ความแข็งแรงของ ชุดเฟืองแพลนเนทารี (Planetary Gearbox) โดยใช้ระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ในโปรแกรม Fusion 360 มาวิเคราะห์ความแข็งแรงของชุดเฟืองแพลนเนทารีว่าสามารถรับภาระของแรงกระทำที่จะเกิดขึ้นในขณะที่รถแข่งทำการวิ่งที่โหลดสูงสุดได้หรือไม่

3.2 การออกแบบชุดเฟืองแพลนเนทารีสำหรับรถแข่งสูตรนักศึกษาพลังงานไฟฟ้าที่ขับเคลื่อนด้วยระบบอินวิสิบลีมอเตอร์ตามกฎ Formula SAE Rule 2023

3.2.1 ปัจจัยในการออกแบบชุดเฟืองแพลนเนทารี (Planetary Gearbox)

1. กติกาในการแข่งขัน
 - มีระยะฐานล้อไม่ต่ำกว่า 1525 มิลลิเมตร
 - ห้ามมีของเหลวรั่วไหลในการขับซี้ และการทดสอบแบบ Tilit inspection ที่ระยะ 45 องศา
2. พื้นที่ติดตั้งชุดเฟืองที่จำกัด

โดยในการออกแบบนี้มีข้อจำกัดและใช้ขนาดต่างๆ ดังนี้

 - ระยะห่างจุดยึดหน้าแปลนมอเตอร์ กับจุดยึดล้อ มีระยะห่าง 89.5 มิลลิเมตร
 - ความยาวเกล้ามอเตอร์ จากหน้าแปลน 49.5 มิลลิเมตร
 - เส้นผ่านศูนย์กลางเพลลา มอเตอร์ 13 มิลลิเมตร พร้อมร่องลิ่มเพลลา กว้าง 5 มิลลิเมตร
 - พื้นที่ว่างภายในล้อระยะเส้นผ่านศูนย์กลางภายในล้อ 120 มิลลิเมตร
3. ประสิทธิภาพของมอเตอร์ไฟฟ้า

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.2.2 เครื่องมือที่ใช้

1. SolidWorks
2. Ansys
3. Microsoft excels.

3.2.3 ขั้นตอนการออกแบบชุดเฟืองแพลนทารี

1. กำหนดความเร็วสูงสุดของรถ จากกำลังสูงสุดที่มอเตอร์ทำได้ ซึ่งคือ 120 กิโลเมตรต่อชั่วโมง
2. คำนวณหาอัตราทดที่เหมาะสมกับรถ เพื่อให้ได้อัตราเร่งอยู่ในช่วงที่เราต้องการ และความเร็วสูงสุด เราทำการคำนวณหาอัตราทด ดังนี้

$$v = \frac{2\pi r N}{60 i_0}$$

$$i_0 = \frac{2\pi r N}{60 v}$$

v = Target of velocity (m/s)
 r = Radius of Tire (m)
 N = Maximum speed of motor (rpm)
 i_0 = Gear ratio

| Variable | Value | unit |
|--------------------|--------|------|
| Target of Velocity | 120 | km/h |
| Radius of tire | 0.2286 | m |
| Max speed of motor | 12000 | rpm |

ได้อัตราทดออกมาที่ 8.2 : 1

3. คำนวณ จำนวนฟันเฟือง โมดูล และ pitchdiameter หาจำนวนฟันเฟืองที่น้อยที่สุดจากการเขียนโค้ดใน MATLAB โดยที่ค่า Gear ratio อยู่ระหว่าง 8.15 - 8.25 และ pitch diameter สามารถประกอบเข้าด้วยกันได้

```

1  minT = 300; % minimum of teeth
2  gearratio = 8.2;
3  range = 0.05;
4
5  for a = 12:180 % teeth of sun
6      for b = 12:180 % teeth of planet_1
7          for c = 12:180 % teeth of planet_2
8              for d = 12:180 % teeth of ring
9                  if d == a + b + c && c < b && a < b % pitch diameter check
10                     if mod(a,3) == 0 && mod(b,3) == 0 && mod(c,3) == 0 && mod(d,3) == 0
11                         if b/a * d/c >= gearratio-range && b/a * d/c <= gearratio+range % gear ratio check
12                             if a+b+c+d <= minT
13                                 minT = a+b+c+d;
14                                 fprintf('a = %d, b = %d, c = %d, d = %d, tot = %d, ratio = %.2f\n', a , b, c, d, minT,b/a * d/c);
15                             end
16                         end
17                     end
18                 end
19             end
20         end
21     end
22 end
23
24 end

```

รูปที่ 3.1 แสดงหน้าต่างการคำนวณหาจำนวนฟันและโมดูลของชุดเฟืองผ่านโปรแกรม MATLAB

ผลลัพธ์ที่ได้คือ มีตัวเลขจำนวนฟัน 2 ชุดที่เท่ากัน คือ 144 ฟัน ซึ่งต่างกันที่จำนวนฟันของ sun gear และ planet gear

```

>> MinimumGearTeeth
a = 15, b = 36, c = 21, d = 72, tot = 144, ratio = 8.23
a = 21, b = 36, c = 15, d = 72, tot = 144, ratio = 8.23

```

รูปที่ 3.2 แสดงผลการคำนวณหาจำนวนฟันและโมดูลของชุดเฟืองผ่านโปรแกรม MATLAB

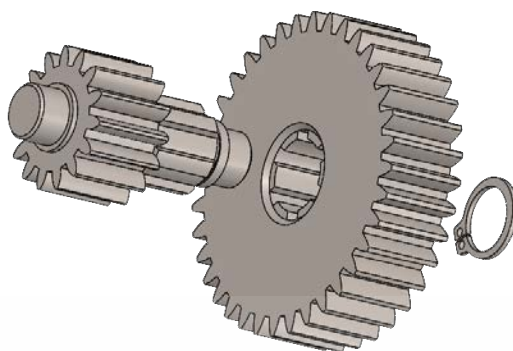
ซึ่งเราได้เลือกใช้ค่าที่ sun gear มีขนาดใหญ่กว่า เนื่องจาก sun gear ต้องมีการประกอบเข้ากับเพลลาของมอเตอร์

| | sun | planet s | planet r | ring |
|-------------|---------|----------|----------|------|
| teeth | 21 | 36 | 15 | 72 |
| module | 1.5 | 1.5 | 1.5 | 1.5 |
| pitch | 31.5 | 54 | 22.5 | 108 |
| Gear Ratio | 8.22857 | | | |
| Total Teeth | 144 | | | |

รูปที่ 3.3 แสดงค่าจำนวนฟัน โมดูล เส้นผ่านศูนย์กลางพิทซ์ และอัตราทดของชุดเฟือง

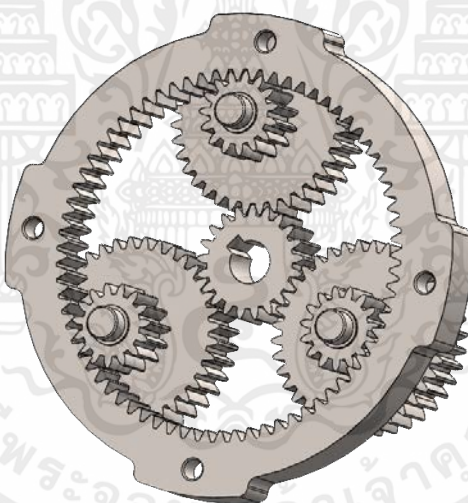
- สร้างแบบจำลอง 3 มิติในโปรแกรม Solidworks สร้างแบบจำลอง 3 มิติของชุดเฟือง ตามจำนวนฟัน และ โมดูล ที่ได้จากการขั้นตอนก่อนหน้า โดยใช้โปรแกรม Solidworks โดยคำนึงถึงการขึ้นรูปและการประกอบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.4 แสดงแบบจำลองชุดเฟือง 3 มิติผ่านโปรแกรม Solidworks

5. จำลองการประกอบของชุดเฟืองในโปรแกรม Solidworks



รูปที่ 3.5 แสดงแบบจำลองการประกอบชุดเฟืองแพลนเนทรี 3 มิติผ่านโปรแกรม Solidworks

6. การเลือกใช้วัสดุในการสร้างชุดเฟืองจากการทดลองคุณสมบัติวัสดุ ในวิทยานิพนธ์เล่มนี้จะเลือกใช้วัสดุเป็น เหล็กกล้าคาร์บอนต่ำ SCM 415 เนื่องจากมีค่าคุณสมบัติความแข็งแรงเป็นไปตามความต้องการในการออกแบบ และมีราคาที่ถูกกาซื้อได้ไม่ยาก โดยการเปรียบเทียบค่าคุณสมบัติและการทดสอบคุณสมบัติต่างๆของวัสดุจะขอกล่าวถึงในบทถัดไป

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.3 การวิเคราะห์ค่าความเค้นด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์

3.3.1 เครื่องมือที่ใช้

1. Ansys
2. Solidworks

3.3.2 ขั้นตอนการวิเคราะห์ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์

1. คำนวณแรงที่มากกระทำ โดยเรานำตัวแปรต่างๆที่เกิดจากตัวรถ จากที่ได้คำนวณไว้ในบทที่ 3.2 เบื้องต้น โดยมีตัวแปรที่สำคัญดังนี้

| ตัวแปร | ค่าของตัวแปร | หน่วย |
|-----------------------------------|--------------|---------------|
| มวลของรถ (รวมน้ำหนักคนขับ) | 300 | กิโลกรัม |
| แรงบิดสูงสุดของมอเตอร์ | 29.6 | นิวตันเมตร |
| แรงบิดที่เกิดขึ้นที่ล้อ | 243.61 | นิวตันเมตร |
| ความเร็วสูงสุดที่ต้องการ | 34.90 | เมตรต่อวินาที |
| ความเร็วรอบสูงสุดของมอเตอร์ | 12936 | รอบต่อนาที |
| จำนวนฟันของ Sun gear | 21 | ซี่ |
| จำนวนฟันของ Primary planet gear | 36 | ซี่ |
| จำนวนฟันของ Secondary planet gear | 15 | ซี่ |
| จำนวนฟันของ Ring gear | 74 | ซี่ |
| อัตราทดรวม | 8.23 | |

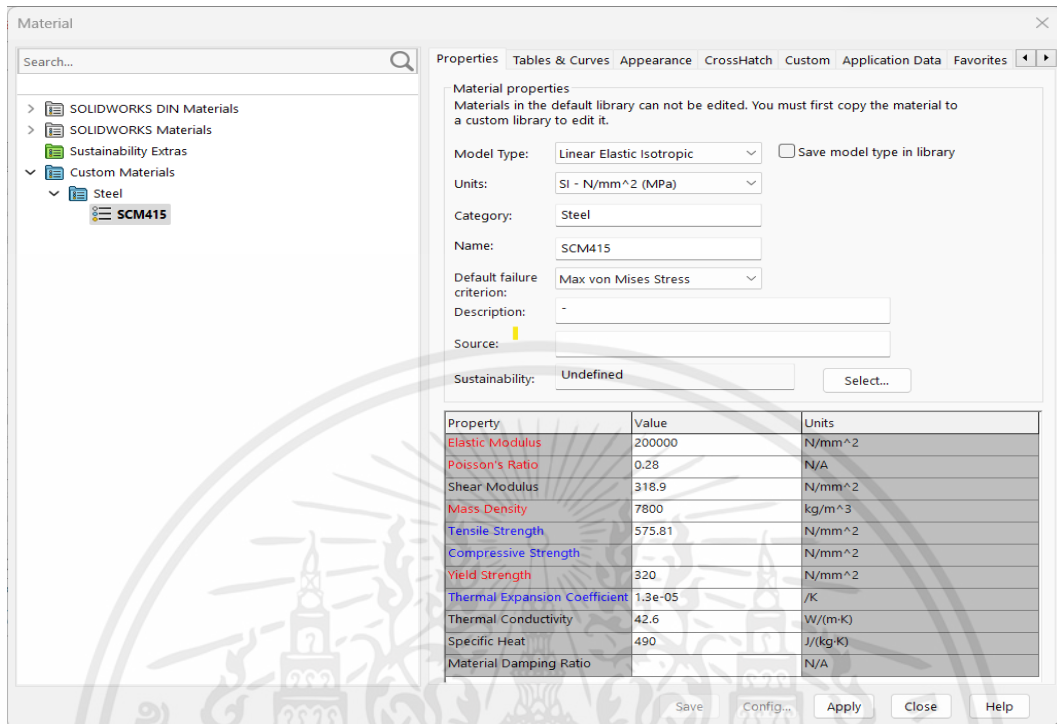
ตารางที่ 3.1 แสดงค่าตัวแปรต่างๆที่จำเป็นในการวิเคราะห์ด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์

โดยเรานำค่าแรงบิดสูงสุดของมอเตอร์ มาแปลงเป็นแรงเป็นแรงตามแนวแกนให้ตกกระทบที่จุด Pressure angle เพื่อทำการคำนวณความเค้น von Mises ที่เกิด ณ ฟันเกียร์เบื้องต้น โดยนำระยะห่างระหว่างฟันกับเพลามอเตอร์มาหารได้แรง อยู่ที่ประมาณ 700 N ณ มุมกด

$$F = \frac{29.6}{0.042} \approx 700 \text{ N}$$

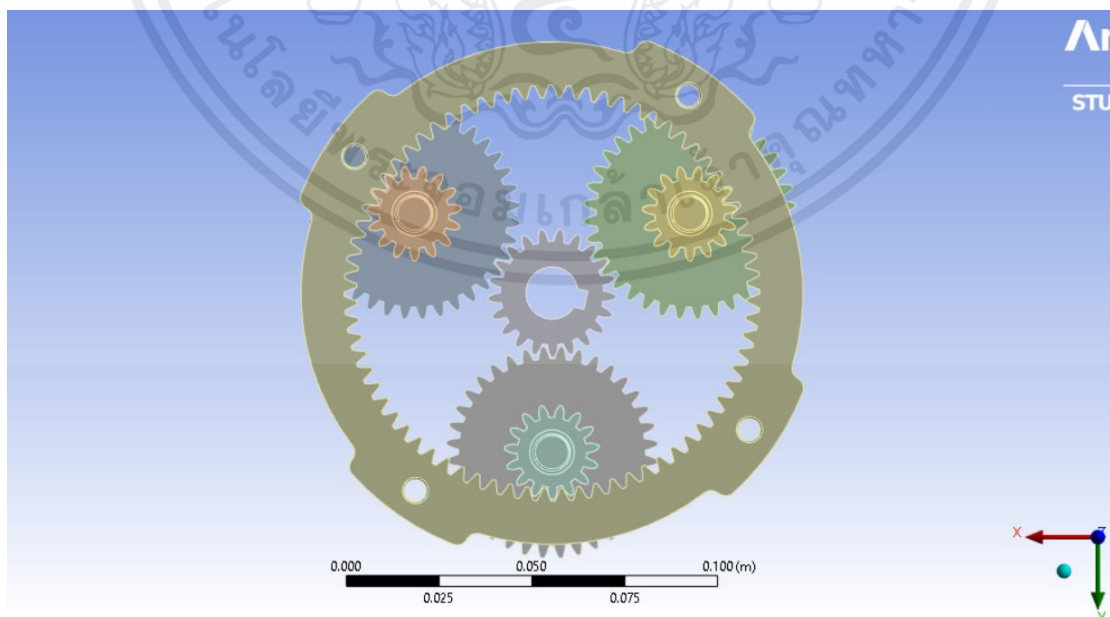
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2. กำหนดคุณสมบัติของวัสดุ โดยเราเลือกวัสดุเป็นโลหะ SCM415 โดยเราทำการกำหนดคุณสมบัติเชิงกลจากการทดลองเข้าไปดังรูป



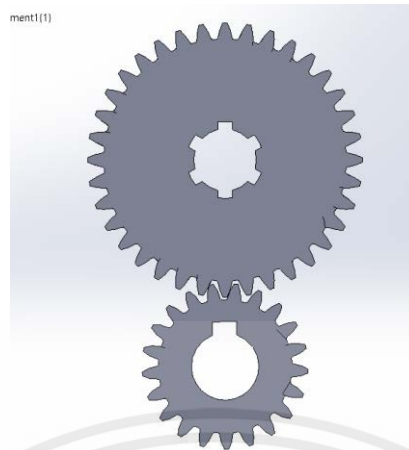
รูปที่ 3.6 แสดงค่าคุณสมบัติของวัสดุเหล็ก SCM 415

3. การกำหนดเงื่อนไขขอบเขต (boundary condition) โดยในการจำลอง static stress เราทำการแบ่ง ระบบ planetary ออกเป็น 2 ส่วน ในแต่ละจุดที่เกิดแรงที่คาดว่าจะเกิดความเค้นสูงและเพื่อที่จะจัดเรียงชิ้นงานให้สะดวกต่อการ mesh และ simulation



รูปที่ 3.7 แสดงชุดเฟืองครบชุด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

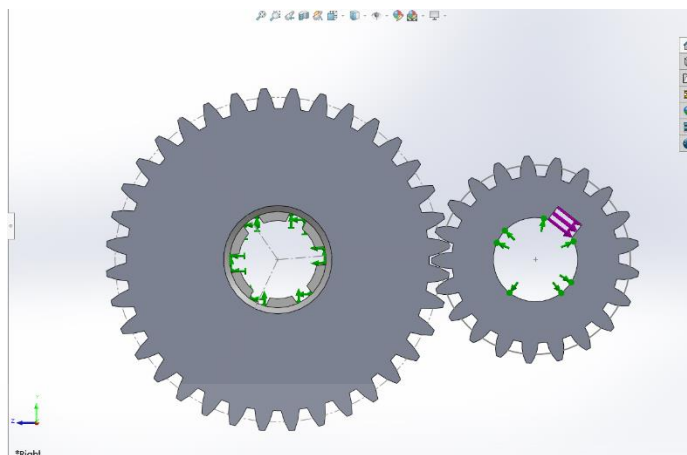


รูปที่ 3.8 แสดงชิ้นงานส่วน sun gear กับ planet gear

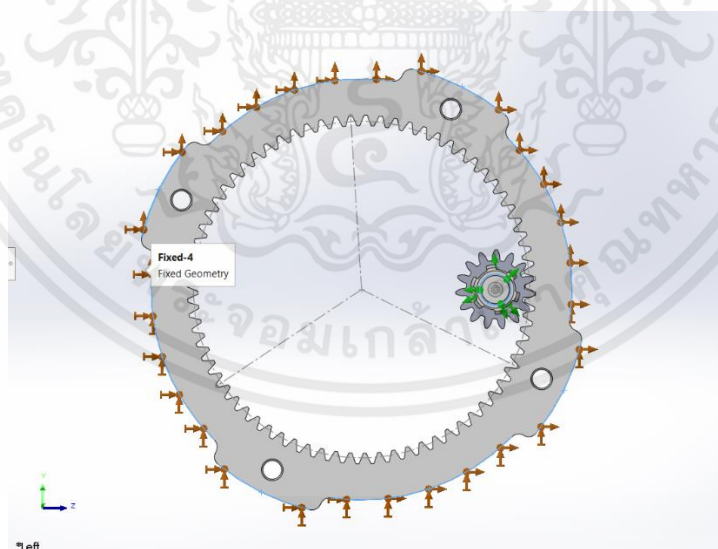


รูปที่ 3.9 แสดงชิ้นงานส่วน Ring gear กับ planet gear

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



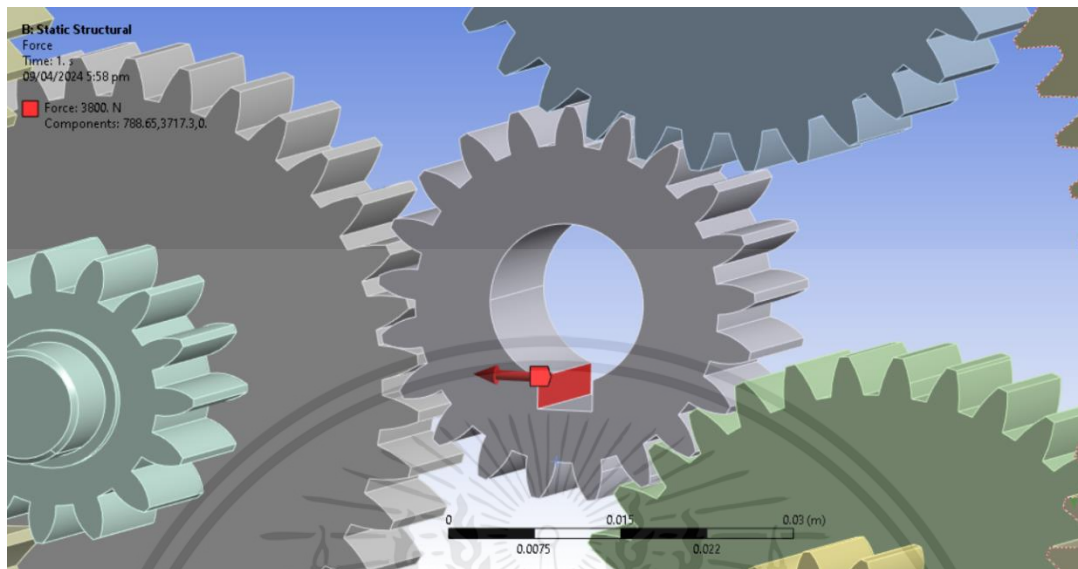
รูปที่ 3.10 แสดงการตั้งเงื่อนไขขอบเขตส่วน Sun gear กับ Primary planet gear



รูปที่ 3.11 แสดงการตั้งเงื่อนไขขอบเขตส่วน Ring gear กับ Secondary planet gear

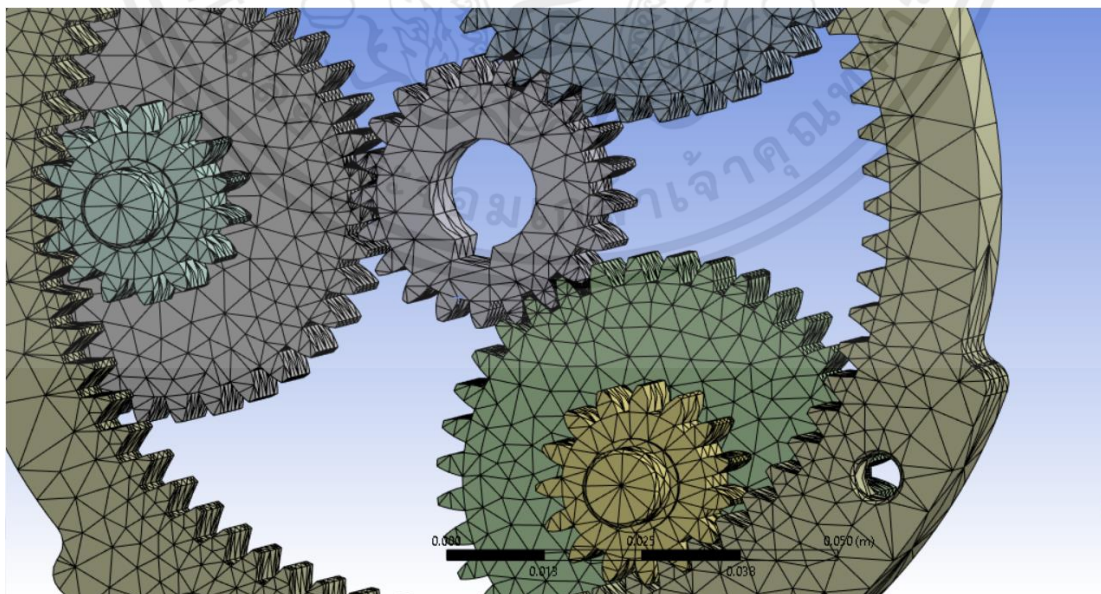
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4. การใส่แรง ทำการใส่ค่าแรงที่เกิดจากมอเตอร์ 3800 N มาใส่ ณ จุดที่เพลามอเตอร์เชื่อมกับ Sun gear



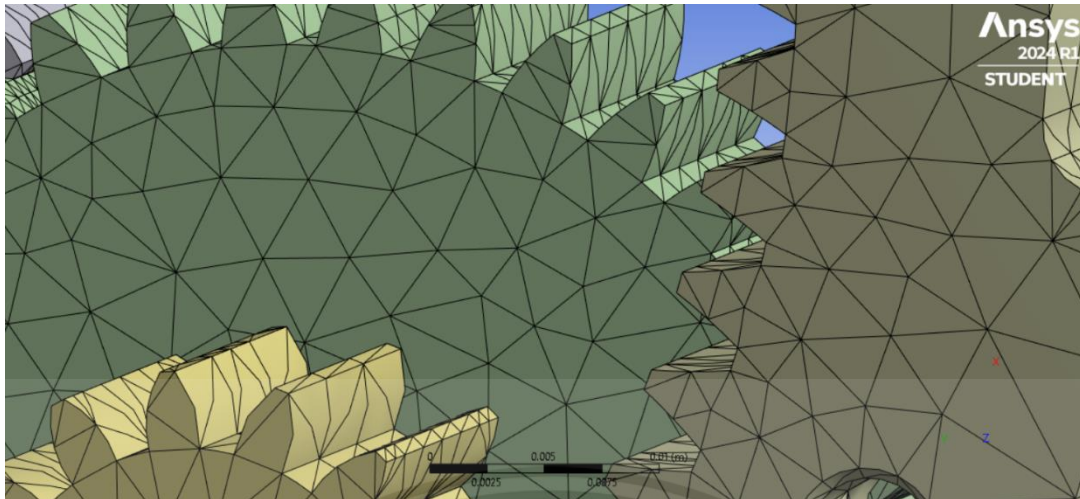
รูปที่ 3.12 แสดงการตั้งเงื่อนไขขอบเขตแรงจากมอเตอร์ส่วน Sun gear

5. ทำการสร้าง mesh โดยให้จุดที่เกิดการกระทบมีความละเอียด อยู่ที่ 0.0005 mm ซึ่งละเอียดกว่าจุดที่มีการกระทบต่ำซึ่งมีขนาดการ mesh อยู่ที่ 0.002 mm เพื่อให้การจำลองมีความแม่นยำขึ้น

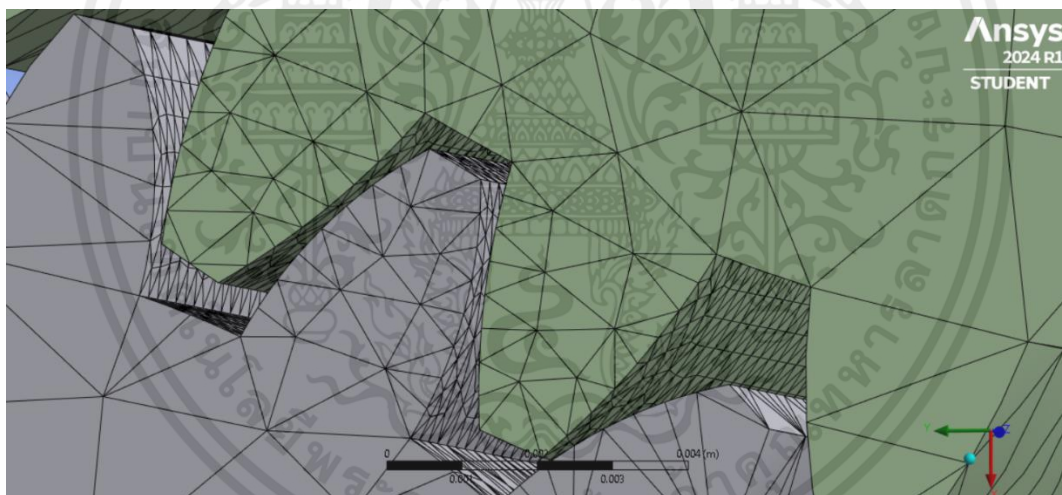


รูปที่ 3.13 แสดงการแบ่ง Mesh

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



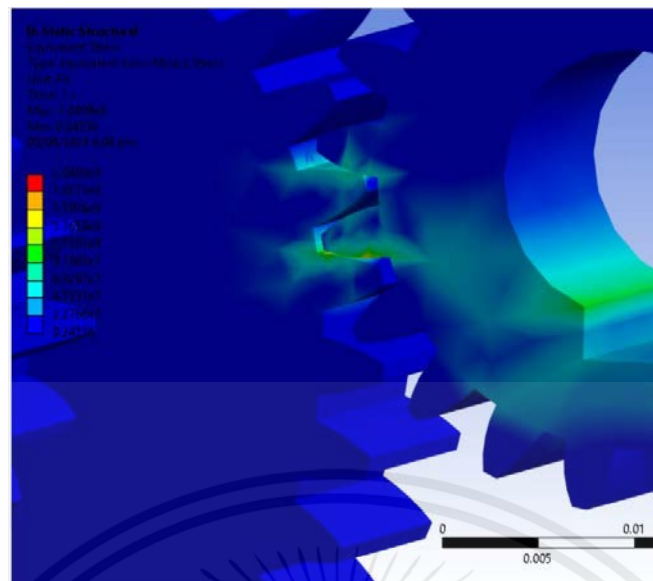
รูปที่ 3.14 แสดงการแบ่ง Mesh ในจุดที่การกระทบต่ำ (0.002 มม.)



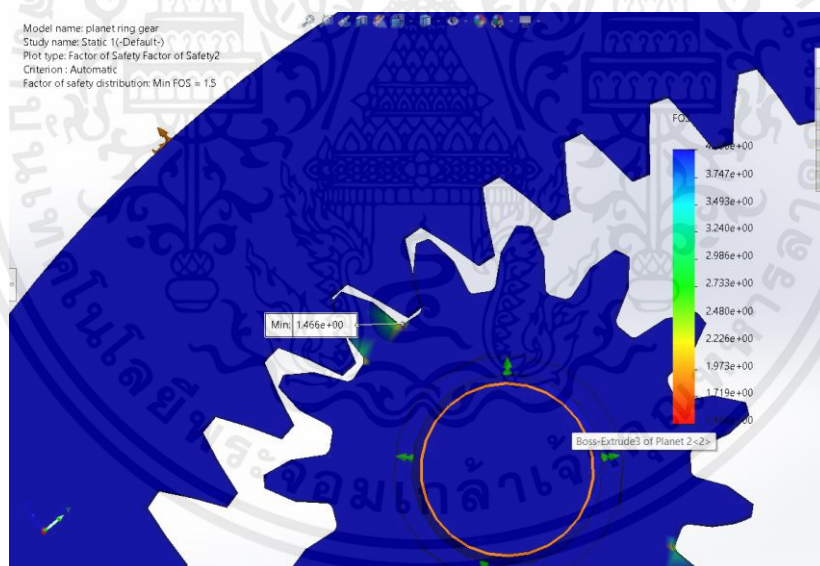
รูปที่ 3.15 แสดงการแบ่ง Mesh ในจุดที่การกระทบสูง (0.0005 มม.)

6. การจำลอง (simulation) หลังจากทำการกำหนดค่า และขอบเขตต่างๆ ที่เราจะจำลอง ก็
สามารถที่จะทำการจำลองเพื่อหาผลลัพธ์เพื่อที่จะนำไปพัฒนาให้ชิ้นงานเป็นไปตามความ
ต้องการในการใช้งาน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.16 แสดงชิ้นงานส่วน sun gear กับ primary planet gear



รูปที่ 3.17 แสดง Safety Factor ส่วน Ring gear กับ secondary planet gear ก่อนการชุบแข็ง

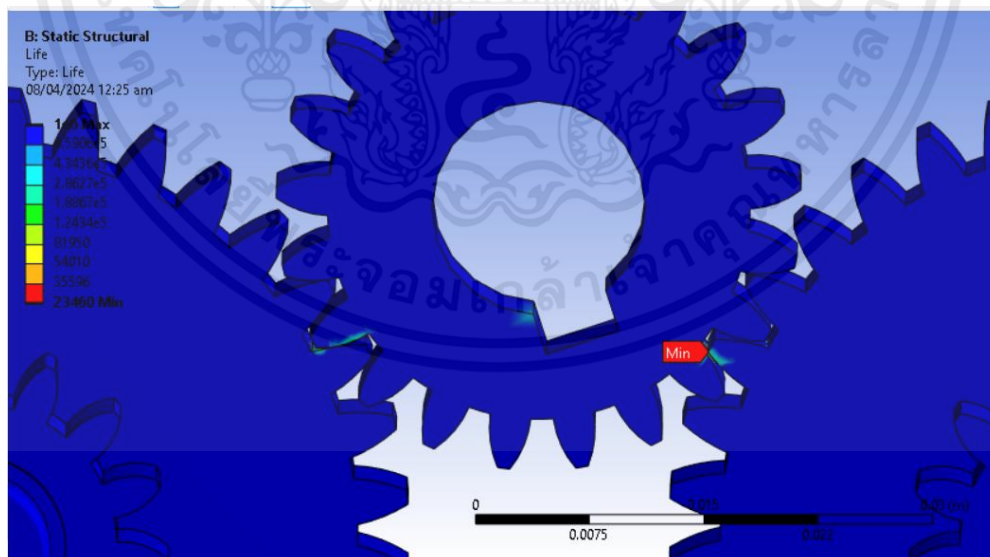
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.18 แสดง Safety Factor ส่วน Sun gear กับ Primary planet gear ก่อนการชุบแข็ง

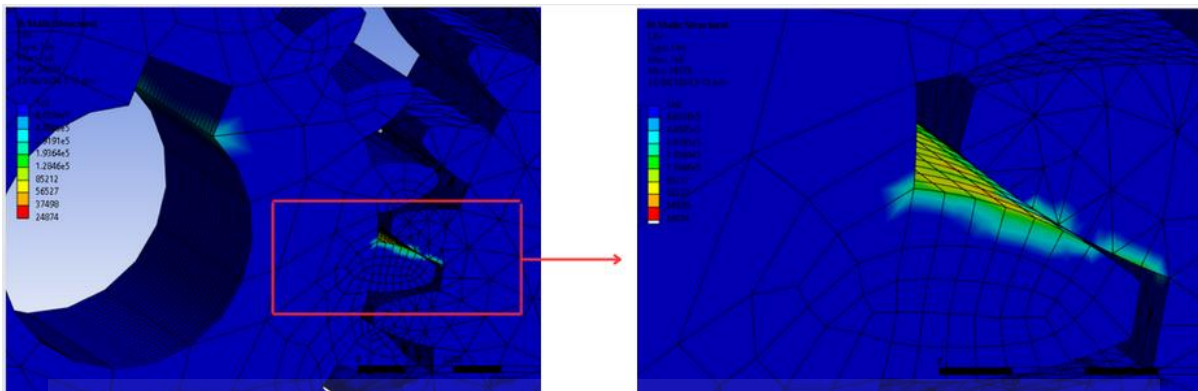
3.3.3 การคำนวณหา Fatigue life จากการทำตามระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ แบบ static stress

1. นำ boundary conditions และการ meshing จากการทำ static stress มาคำนวณ fatigue cycle

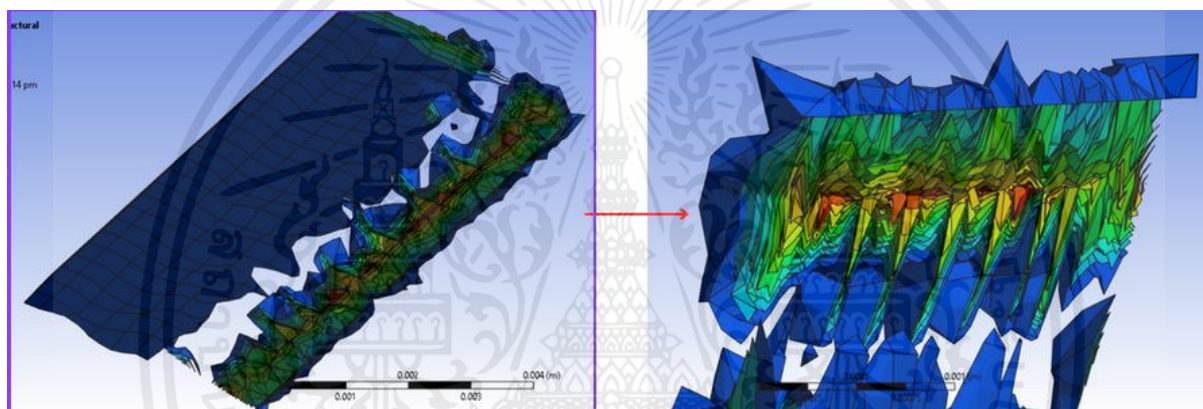


รูปที่ 3.19 แสดงชิ้นงานส่วน Sun gear กับ secondary planet gear

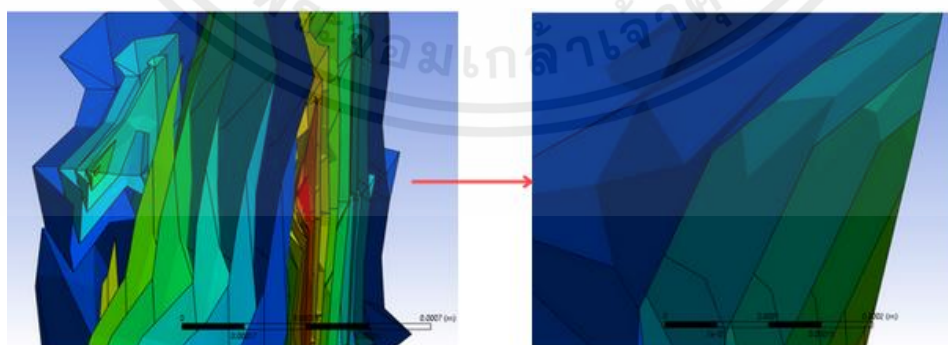
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.20 แสดง Mesh ส่วน Sun gear กับ planet gear

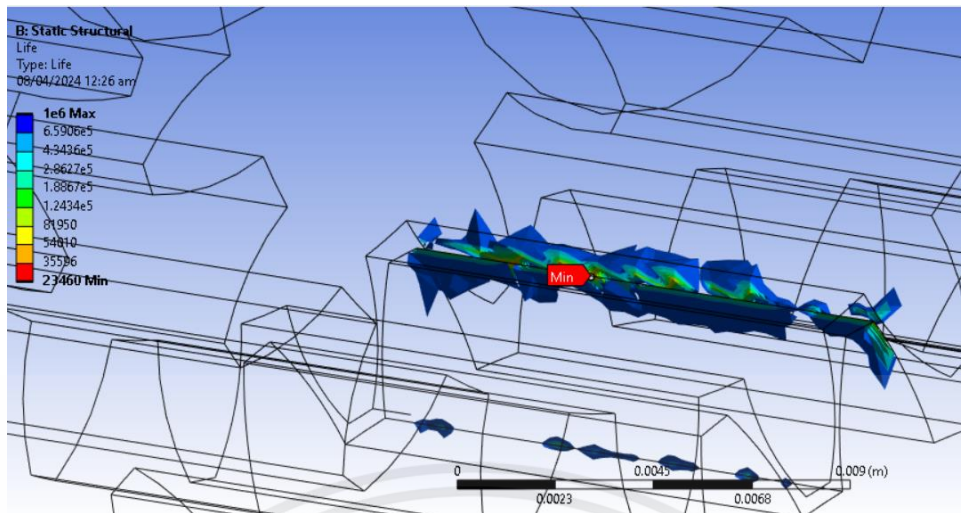


รูปที่ 3.21 แสดงส่วนที่เกิดความล้า Sun gear กับ planet gear

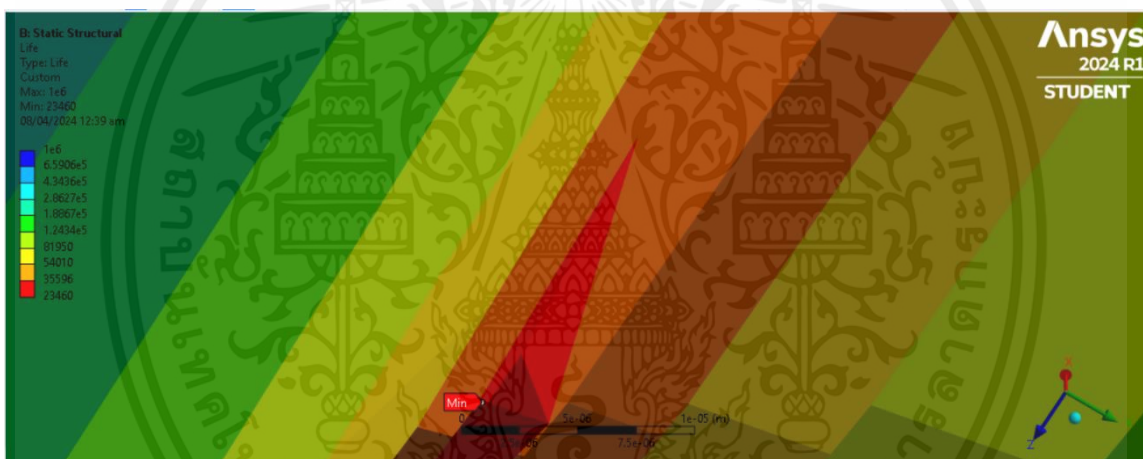


รูปที่ 3.22 แสดงความล้าที่เกิดความล้า Sun gear กับ planet gear

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.23 แสดงส่วนที่เกิดความล้า Sun gear กับ planet gear



รูปที่ 3.24 แสดงความล้า fatigue ที่เกิดจากพื้นผิว

โดยในการจำลอง fatigue ชิ้นงานเรารับแรงสูงสุด แบบคงที่ได้ 23,460 รอบ แต่ในการใช้งานจริงไม่ได้เกิดแรงสูงสุดทันที และระหว่างที่ขับซึ่งมีการผ่อนแรงทำให้อายุการใช้งานมากกว่าการจำลอง ซึ่งชุดเกียร์ของเราในการทดสอบแบบ endurance ได้หมุนไปในจำนวน 273,190 รอบ เพื่อให้แน่ใจว่าจะไม่เกิดความเสียหายระหว่างการใช้งาน เราได้ทำการนำ ขนาดที่เกิดการ fatigue ซึ่งมีความล้าจากพื้นผิวอยู่ที่ 0.005-0.008 มิลลิเมตร เทียบกับความล้าจากการชุบแข็งที่ผิว ซึ่งมีความหนาที่ 0.50-0.80 มิลลิเมตร ทำให้อัตราการเกิด fatigue ที่คำนวณมาได้ต่ำกว่าจากการจำลอง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.4 ขั้นตอนการผลิต

3.4.1 ขั้นตอนการผลิตชุดเฟืองแพลนเนทารี

1. เขียนแบบวิศวกรรมจาก CAD ที่ออกแบบไว้
2. ส่งแบบให้ทางร้านประเมินความเป็นไปได้ในการผลิตและค่าใช้จ่าย
3. ทำการเตรียมวัสดุให้ใกล้เคียงขนาดที่จะต้องการขึ้นรูป เพื่อความสะดวก
4. ทำการกลึงชิ้นงานตามแบบ
5. ทำร่อง spline ไว้สวมชิ้นงานให้เข้าที่และตรงศูนย์
6. ทำการกัดฟันเฟืองด้วย hobber สำหรับการกัดฟันเฟือง โมดูล 1.5
7. ทำการวัดความถูกต้องและเก็บรายละเอียดชิ้นงาน ไม่ให้มีเศษเกินและกำจัดจุดที่บกพร่อง
8. นำไปชุบแข็งให้ได้ความแข็งตามที่ต้องการ เพื่อความแข็งแรงและยืดอายุการใช้งาน

3.4.2 ขั้นตอนการผลิต housing

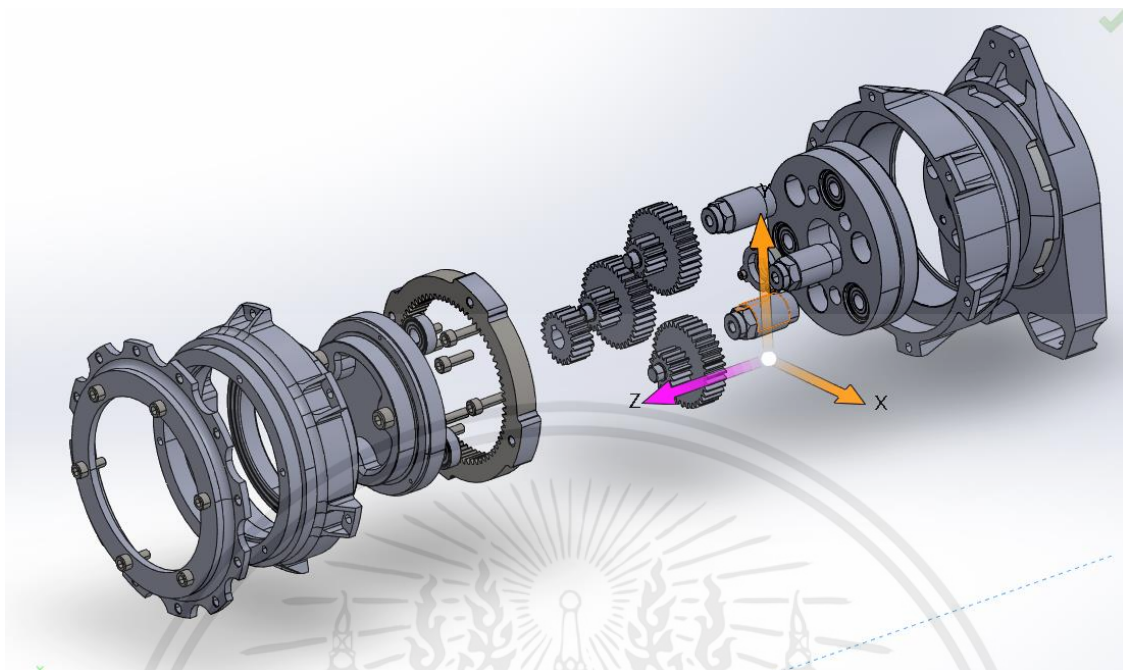
1. เขียนแบบวิศวกรรมจาก CAD ที่ออกแบบไว้
2. ส่งแบบให้ทางร้านประเมิน
3. ทำการเตรียมวัสดุให้ใกล้เคียงขนาดที่จะต้องการขึ้นรูป
4. ทำการขึ้นรูปด้วยเครื่อง CNC



รูปที่ 3.25 แสดงชิ้นส่วนทั้งหมด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.5 การประกอบชิ้นส่วน



รูปที่ 3.26 แสดงภาพ exploded view ของชิ้นส่วนทั้งหมด

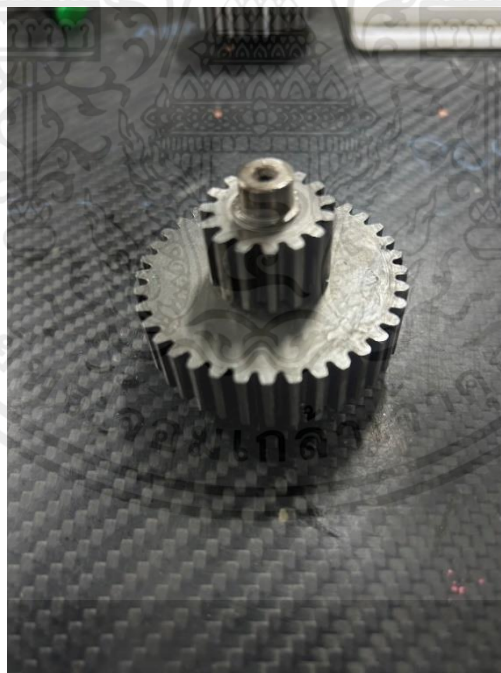
3.5.1 การประกอบ

1. อัดลูกปืนเกียร์เข้า carrier ทั้งสองชั้น และอัดลูกปืน housing เข้า Outer hub กับ Inner Hub
2. ทำการประกอบ Carrier ทั้งสองฝั่งประกอบเข้ากับ Outer hub กับ Inner hub
3. ทำการขัน Carrier post เข้ากับ carrier ฝั่ง inner hub
4. ชั้น inner hub กับ carrier เข้ากับคอม้า
5. นำมอเตอร์มาประกอบกับคอม้า
6. จากนั้น นำ Ring gear อัดเข้ากับ outer hub
7. ประกอบ Primary planet กับ secondary planet เข้าด้วยกัน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.27 แสดงภาพการประกอบ planet gear ด้วยเครื่องไฮดรอลิค



รูปที่ 3.28 แสดงภาพการประกอบ planet gear ที่สมบูรณ์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

8. จากนั้น นำ sun gear สวมกับแกนเฟลามอเตอร์ และ planet gear ประกอบเข้ากับลูกปืน ใน carrier ในตำแหน่งที่ถูกต้อง

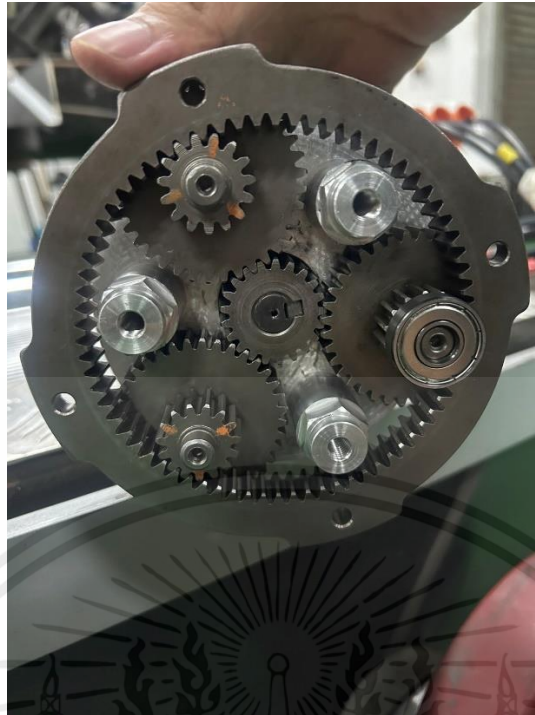


รูปที่ 3.29 แสดงภาพเฟืองที่ประกอบเข้ากับลูกปืนกับ Carrier แล้ว



รูปที่ 3.30 แสดงภาพ Inner hub และ sun gear ที่ประกอบเข้ามาสมบูรณ์แล้ว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.31 แสดงภาพการประกอบ planetary gear

9. ชั้นน็อต outer hub กับ inner hub เข้าด้วยกัน



รูปที่ 3.32 แสดงภาพการประกอบชุดเฟืองพร้อม Hub

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

10. สูดท้ายชั้น spoke เข้า outer hub จากนั้นสวมล้อ



รูปที่ 3.33 แสดงภาพขูเกียร์ที่ประกอบเข้ากับล้อ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 4

การทดสอบและผลการทดสอบ

4.1 บทนำ

หลังจากทราบวิธีการออกแบบแล้ว ในบทนี้จะกล่าวถึงการทดสอบและผลการทดสอบต่างๆ ทั้งด้านคุณสมบัติของวัสดุที่เป็นตัวเลือกในการผลิต ผลการทดสอบค่าความแข็งหลังจากทำการชุบแข็งชุดเฟืองแพลนทารี และผลการทดสอบการใช้งานด้วยเครื่องไดนาโมมิเตอร์

4.2 การทดสอบแรงดึง (Tensile Testing)

4.2.1 ที่มาและความสำคัญของการทดสอบแรงดึง (Tensile Testing)

การทดสอบแรงดึง หรือ Tensile Testing เป็นการทดสอบเพื่อหาคุณสมบัติของวัสดุ โดยการนำชิ้นทดสอบ (Specimen) ของวัสดุที่ต้องการทราบคุณสมบัติมาดึงด้วยแรงที่เพิ่มขึ้นเรื่อยๆ จนกระทั่งชิ้นทดสอบนั้นขาด จากนั้นทำการบันทึกค่าความสัมพันธ์ระหว่างความเค้นดึง (Tensile - Stress) และความเครียดในแนวเดียวกับการดึง (Tensile - Strain) ที่วัดค่าได้จากเครื่องทดสอบ แสดงความสัมพันธ์เป็นกราฟความเค้นกับความเครียด (Stress - Strain curve)

โดยในการทดสอบครั้งนี้ผู้วิจัยทำการทดสอบชิ้นงานทดสอบ (Specimen) ของวัสดุที่เป็นตัวเลือกทั้งหมด 3 ชนิด ได้แก่ เหล็กมาตรฐาน JIS : SCM415, SCM440 และ SNC415 (5920 Steel) จากนั้นนำผลที่ได้มาวิเคราะห์เพื่อเลือกวัสดุที่เหมาะสมกับการสร้างชุดเฟืองแพลนทารีในงานวิจัยครั้งนี้

4.2.2 มาตรฐานที่ใช้ในการทดสอบ

การทดสอบแรงดึงนั้นมีมาตรฐานในการรับรองอยู่หลายมาตรฐาน อาทิเช่น

- ASTM (American Society of Testing and Materials)
- BS (British Standards)
- JIS (Japanese Industrial Standards)

ซึ่งการทดสอบในครั้งนี้ผู้ทดสอบอ้างอิงเอกสารการทดสอบจากมาตรฐาน ASTM E8/E8E - 13a ซึ่งเป็นมาตรฐานที่มีความน่าเชื่อถือ และเป็นมาตรฐานสากลนิยมใช้กันทั่วโลก โดยในงานวิจัยครั้งนี้ผู้วิจัยเลือกใช้ชิ้นทดสอบตาม Specimen 3 อ้างอิงจากตาราง E8M ในเอกสารมาตรฐานการทดสอบแรงดึง ASTM 8/E8M ดังรูปต่อไปนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

E8/E8M – 13a

| Dimensions, mm [in.] | | | | | |
|---|-------------------------------|-------------------------------|---|-------------------------------|-------------------------------|
| For Test Specimens with Gauge Length Four times the Diameter [E8] | | | | | |
| | Standard Specimen | | Small-Size Specimens Proportional to Standard | | |
| | Specimen 1 | Specimen 2 | Specimen 3 | Specimen 4 | Specimen 5 |
| G—Gauge length | 50.0 ± 0.1 [2.000 ± 0.005] | 36.0 ± 0.1 [1.400 ± 0.005] | 24.0 ± 0.1 [1.000 ± 0.005] | 16.0 ± 0.1 [0.640 ± 0.005] | 10.0 ± 0.1 [0.450 ± 0.005] |
| D—Diameter (Note 1) | 12.5 ± 0.2 [0.500 ± 0.010] | 9.0 ± 0.1 [0.350 ± 0.007] | 6.0 ± 0.1 [0.250 ± 0.005] | 4.0 ± 0.1 [0.160 ± 0.003] | 2.5 ± 0.1 [0.113 ± 0.002] |
| R—Radius of fillet, min | 10 [0.375] | 8 [0.25] | 6 [0.188] | 4 [0.156] | 2 [0.094] |
| A—Length of reduced section, min (Note 2) | 56 [2.25] | 45 [1.75] | 30 [1.25] | 20 [0.75] | 16 [0.625] |

| Dimensions, mm [in.] | | | | | |
|--|-------------------------------|-------------------------------|---|-------------------------------|-------------------------------|
| For Test Specimens with Gauge Length Five times the Diameter [E8M] | | | | | |
| | Standard Specimen | | Small-Size Specimens Proportional to Standard | | |
| | Specimen 1 | Specimen 2 | Specimen 3 | Specimen 4 | Specimen 5 |
| G—Gauge length | 62.5 ± 0.1 [2.500 ± 0.005] | 45.0 ± 0.1 [1.750 ± 0.005] | 30.0 ± 0.1 [1.250 ± 0.005] | 20.0 ± 0.1 [0.800 ± 0.005] | 12.5 ± 0.1 [0.500 ± 0.005] |
| D—Diameter (Note 1) | 12.5 ± 0.2 [0.500 ± 0.010] | 9.0 ± 0.1 [0.350 ± 0.007] | 6.0 ± 0.1 [0.250 ± 0.005] | 4.0 ± 0.1 [0.160 ± 0.003] | 2.5 ± 0.1 [0.113 ± 0.002] |
| R—Radius of fillet, min | 10 [0.375] | 8 [0.25] | 6 [0.188] | 4 [0.156] | 2 [0.094] |
| A—Length of reduced section, min (Note 2) | 75 [3.0] | 54 [2.0] | 36 [1.4] | 24 [1.0] | 20 [0.75] |

รูปที่ 4.1 ตารางแสดงขนาดของชิ้นทดสอบอ้างอิงตามมาตรฐาน ASTM E8/E8M – 13a

สืบเนื่องจากเครื่องทดสอบสามารถจับชิ้นงานที่มีลักษณะเป็นเพลากลมที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางขนาดไม่เกิน 12 มิลลิเมตรและไม่ควรเล็กกว่า 6 มิลลิเมตร ผู้วิจัยจึงเลือกใช้นขนาดของชิ้นทดสอบอ้างอิงจาก Specimen3 [E8M] เพื่อให้สอดคล้องกับเครื่องทดสอบ

4.2.3 อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดสอบ

- 1.) เครื่องทดสอบแรงดึง SHIMADZU



รูปที่ 4.2 เครื่องทดสอบแรงดึง ยี่ห้อ SHIMADZU ภาควิชาวิศวกรรมอุตสาหการ คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.) ชิ้นทดสอบ (Specimen) ของแต่ละวัสดุ วัสดุละ 3 ชิ้นทดสอบ



รูปที่ 4.3 ชิ้นทดสอบของวัสดุ SCM415



รูปที่ 4.4 ชิ้นทดสอบของวัสดุ SCM440



รูปที่ 4.5 ชิ้นทดสอบของวัสดุ SNC415 (5920 Steel)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- 3.) เวอร์เนียร์คาลิปเปอร์
- 4.) ปากกาสำหรับขีดเส้นบนชิ้นทดสอบ



รูปที่ 4.6 เวอร์เนียร์คาลิปเปอร์และปากกาสำหรับขีดชิ้นงาน

- 5.) คอมพิวเตอร์สำหรับควบคุมเครื่องทดสอบและบันทึกผล

4.2.4 ขั้นตอนการทดลอง

- 1.) กางเวอร์เนียร์คาลิปเปอร์ออกเป็นระยะประมาณ 30 มิลลิเมตร เท่ากับระยะของ Gauge length ในเอกสารมาตรฐานการทดสอบ ASTM E8/E8M – 1a จากนั้นทาบบนชิ้นทดสอบและใช้ปากกาขีดเส้นเพื่อนำเป็นการอ้างอิงระยะในการติดตั้ง เอกซ์เทนโซมิเตอร์บนเครื่องทดสอบ
- 2.) ทำการยึดชิ้นทดสอบลงบนแท่นจับที่ตัวเครื่องทดสอบและติดเอกซ์เทนโซมิเตอร์ที่เส้นอ้างอิงระยะ Gauge Length บนชิ้นทดสอบดังรูป จากนั้นขันยึดชิ้นงานจนมั่นใจว่าจะไม่เลื่อนหลุดออกจากเครื่องทดสอบ



รูปที่ 4.7 การยึดชิ้นทดสอบเข้ากับเครื่องทดสอบและการติดตั้งเอกซ์เทนโซมิเตอร์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- 3.) ทำการตั้งค่าโปรแกรมปรับเงื่อนไขต่างๆให้ตรงตามชนิดของชิ้นทดสอบ และกำหนดความเร็วดึงที่ใช้ในการทดสอบ ซึ่งในการวิจัยครั้งนี้ผู้ทดสอบเลือกใช้ความเร็วดึงเท่ากับ 10 มิลลิเมตรต่อวินาที ซึ่งเป็นค่ามาตรฐานที่นิยมใช้ในการทดสอบการดึง

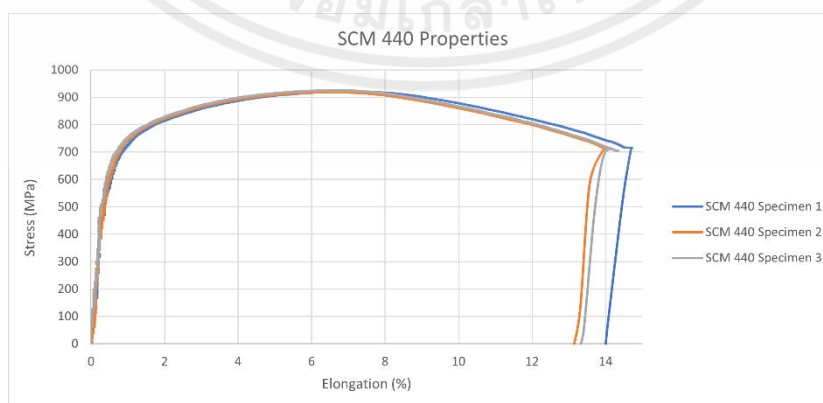
| Tensile test of rod | | | |
|---------------------|---------------|------------------|---------------------------|
| Key Word | | Product Name | |
| Test File Name | scm415_3.xtak | Method File Name | Tensile test_rod ext.xmak |
| Report Date | 19/2/2567 | Test Date | 19/2/2567 |
| Test Mode | Single | Test Type | Tensile |
| Speed | 10mm/min | Shape | Rod |
| No of Batches: | 3 | Qty/Batch: | 3 |

รูปที่ 4.8 แสดงการตั้งค่าข้อมูลต่างๆในโปรแกรมสำหรับการทดสอบแรงดึง

- 4.) ทำการเดินเครื่องทดสอบให้ดึงชิ้นงานออกและรอนจนชิ้นงานขาด จากนั้นบันทึกผลการทดสอบที่ได้จากโปรแกรมจนครบทั้ง 3 ชิ้นทดลอง จากนั้นบันทึกข้อมูลแยกโพลเดอร์แต่ละวัสดุ
- 5.) ทำการเดินเครื่องซ้ำจนครบทุกวัสดุที่เราต้องการทราบคุณสมบัติ
- 6.) นำข้อมูลดิบที่ได้จากการทดสอบเป็นไฟล์นามสกุล .csv มาสร้างกราฟความสัมพันธ์ระหว่างความเค้นกับความเครียด (Stress – Strain curve) เพื่อใช้ในการวิเคราะห์คุณสมบัติสำหรับเลือกวัสดุที่เหมาะสมในการสร้างชุดเฟืองแพลนทารีในขั้นตอนต่อไป

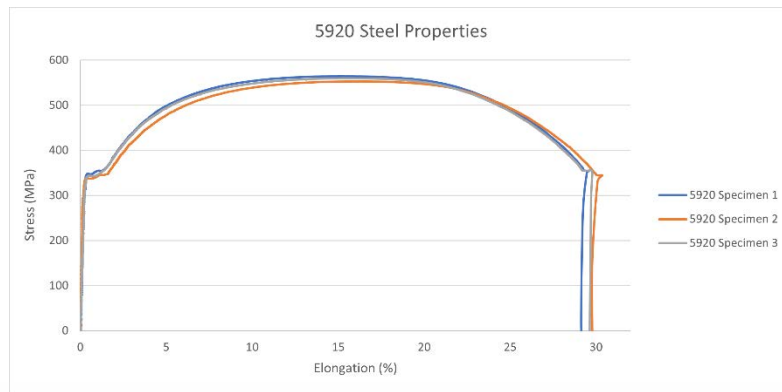
4.2.5 ผลการทดสอบ

หลังจากได้ข้อมูลการทดสอบของวัสดุทั้ง 3 ชนิดมาแล้ว ผู้ทดสอบได้ทำการสร้างกราฟความสัมพันธ์ระหว่างความเค้นกับเปอร์เซ็นต์อลองเกชัน เพื่อใช้ในการวิเคราะห์คุณสมบัติสำหรับเลือกวัสดุที่เหมาะสมในการสร้างชุดเฟืองแพลนทารีโดย แสดงดังรูปต่อไปนี้

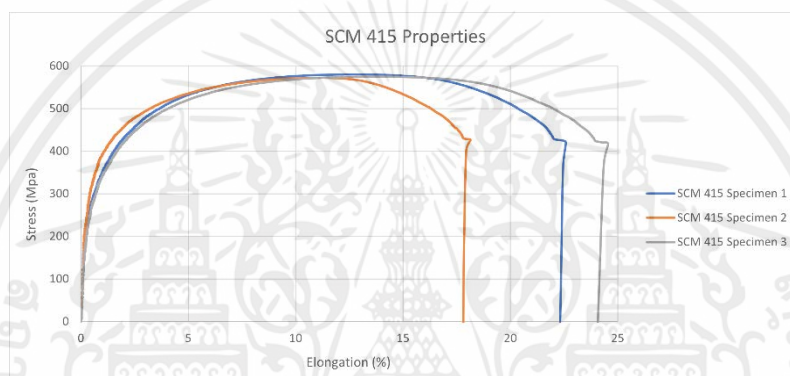


รูปที่ 4.9 กราฟแสดงคุณสมบัติของเหล็ก SCM 440

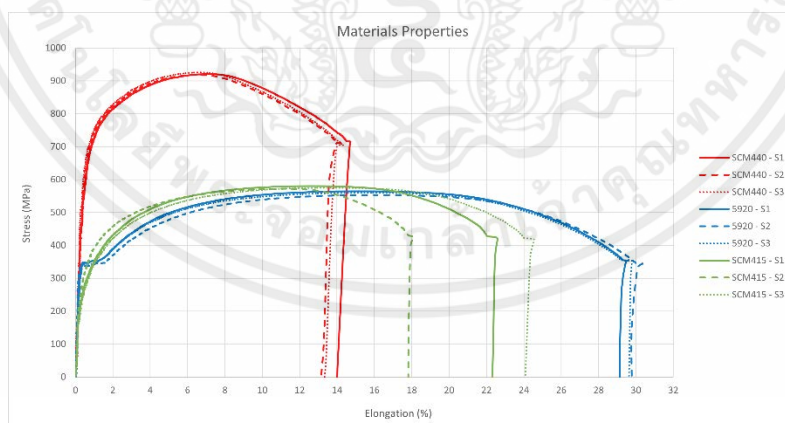
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.10 กราฟแสดงคุณสมบัติของเหล็ก SNC 415 (5920)



รูปที่ 4.11 กราฟแสดงคุณสมบัติของเหล็ก SCM 415



รูปที่ 4.12 กราฟแสดงการเปรียบเทียบคุณสมบัติของวัสดุทั้ง 3 ชนิด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากกราฟข้างต้นทำให้เราทราบคุณสมบัติของแต่ละวัสดุโดยมีรายละเอียดสำคัญดังนี้

- เหล็ก SCM440
 - Ultimate Tensile Strength เฉลี่ยอยู่ที่ 921 เมกะปาสคาล
 - % Elongation เฉลี่ยอยู่ที่ 14.42 %
 - และมีค่า Yield Strength อยู่ที่ 770 เมกะปาสคาล
- เหล็ก SCM415
 - Ultimate Tensile Strength เฉลี่ยอยู่ที่ 576 เมกะปาสคาล
 - % Elongation เฉลี่ยอยู่ที่ 21.76 %
 - และมีค่า Yield Strength อยู่ที่ 320 เมกะปาสคาล
- เหล็ก SNC415 หรือ 5920
 - Ultimate Tensile Strength เฉลี่ยอยู่ที่ 559 เมกะปาสคาล
 - % Elongation เฉลี่ยอยู่ที่ 29.91 %
 - และมีค่า Yield Strength อยู่ที่ 343 เมกะปาสคาล

เมื่อพิจารณาจากคุณสมบัติข้างต้นแล้วพบว่า เหล็ก SCM440 มีความแข็งแรงมากที่สุดเนื่องจากมีค่า Ultimate Tensile Strength สูงที่สุด แต่มีความยืดหยุ่นน้อยเนื่องจากเปอร์เซ็นต์อีลองเกชันของเหล็กชนิดนี้มีค่าเพียง 14.42 % ซึ่งรูปแบบความเสียหายของเกียร์นั้นมีความล้าเข้ามาเกี่ยวข้องด้วย ผู้วิจัยต้องการนำวัสดุที่มีความแข็งแรงและยืดหยุ่นพอที่จะรับมือกับความล้าได้ ซึ่งถ้าเราพิจารณาจากเปอร์เซ็นต์อีลองเกชันแล้วจะพบว่า เหล็กอีก 2 ชนิดคือ SCM415 และ SNC415 ที่มีเปอร์เซ็นต์อีลองเกชัน 21.76 % และ 29.91 % ตามลำดับ มีความเหมาะสมมากกว่า โดยค่าความแข็งแรงที่น้อยกว่า SCM440 นั้นสามารถทดแทนได้ด้วยการชุบแข็งบริเวณผิว และเมื่อเราพิจารณาต่อไปในเรื่องของราคาแล้วพบว่า ที่ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางและความยาวของเหล็กเพลาทัง 2 ชนิด เหล็ก SCM415 มีราคาถูกกว่า เหล็ก SNC415 (5920) มากกว่า 50% แต่เปอร์เซ็นต์อีลองเกชันต่างกันเพียง 8% เท่านั้น ทำให้ผู้วิจัยเลือกใช้เหล็ก SCM415 เป็นวัสดุหลักในการขึ้นรูปชิ้นงานชุดเฟืองแพลนทารี

หากเราพิจารณาที่กราฟแสดงคุณสมบัติของเหล็กเกรด SCM415 จะเห็นว่าค่าเปอร์เซ็นต์อีลองเกชันของชิ้นทดสอบชิ้นที่ 3 (แสดงผลเป็นเส้นประ) มีค่าห่างจากชิ้นทดสอบที่ 1 และ 2 อยู่พอสมควร แต่เมื่อเราทำการหาค่าเฉลี่ยของเปอร์เซ็นต์อีลองเกชันทั้ง 3 ชิ้นทดลอง ซึ่งมีค่าเท่ากับ 23.28% เทียบกับค่าเฉลี่ยของเปอร์เซ็นต์อีลองเกชันจากชิ้นที่ 1 และ 2 (ไม่คิดชิ้นที่ 3 เนื่องจากข้อมูลมีความห่างกันมาก) ซึ่งมีค่าเท่ากับ 21.76% พบว่ามีค่าต่างกันเพียง 1.52% ซึ่งอยู่ในช่วงที่สามารถรับ

ได้ทำให้ผู้วิจัยเลือกใช้ค่าเฉลี่ยของเปอร์เซ็นต์อีลอนเกินของทั้ง 3 ชั้นทดสอบมาใช้ในการพิจารณาคุณสมบัติของวัสดุ

4.3 การทดสอบความแข็ง (Hardness Testing)

4.3.1 ที่มาและความสำคัญของการทดสอบความแข็ง หรือ Hardness Testing

การชุบแข็งถือเป็นสิ่งที่สำคัญมากสำหรับเฟือง เพราะนอกจากจะทำให้ผิวของฟันเฟืองแข็งแรงขึ้นแล้วยังช่วยทำให้ความเสียหายของฟันเฟืองที่มีผลมาจากความล้าลดลงอีกด้วย ทำให้ยืดระยะเวลาการใช้งานของเฟืองออกไปได้มากขึ้น

เมื่อมีการชุบแข็งแล้วเราจำเป็นต้องทำการตรวจสอบค่าความแข็งของชุดเฟืองเพื่อให้มั่นใจได้ว่าค่าความแข็งที่ได้เป็นไปตามที่ต้องการ และสามารถใช้งานได้ตามที่เราได้ออกแบบไว้ในตอนแรก

โดยการทดสอบค่าความแข็งสามารถแบ่งได้เป็น 3 ประเภทดังนี้

1.) การทดสอบความแข็งแบบบริเนลล์ (Brinell Hardness Test)

เป็นการทดสอบที่ได้รับความนิยมและมีความแม่นยำสูง ถูกใช้ทดสอบในงานระดับสากล เป็นวิธีที่ผ่านการคิดค้นและพัฒนาามากกว่าร้อยปี โดยวิธีการวัดจะใช้หัวลูกบอลเหล็กกล้าชุบ ซึ่งมีให้เลือกใช้หลากหลายขนาดโดยขนาดที่ได้รับความนิยมคือ 10 มิลลิเมตร กดลงไปในพื้นผิวที่ต้องการวัดทิ้งไว้สักครู่แล้วจึงเอาแรงกดออก จากนั้นทำการวัดค่าเส้นผ่านศูนย์กลางของรอยที่ปรากฏเพื่อนำไปใช้ในการคำนวณค่าความแข็ง

ข้อดี : เป็นการทดสอบที่ให้ผลได้แม่นยำ แม้วิวของชิ้นงานจะไม่เรียบเสมอกันก็ตาม
ข้อเสีย : รอยกดจากการทดสอบค่อนข้างกว้างและลึก ไม่เหมาะสำหรับชิ้นงานที่มีขนาดเล็ก

2.) การทดสอบความแข็งแบบร็อคเวลล์ (Rockwell Hardness Test)

เป็นการทดสอบที่มีมานานกว่าร้อยปี ได้รับความนิยมเพราะใช้อุปกรณ์และเวลาในการทดสอบไม่มากก็สามารถทราบผลได้ โดยอุปกรณ์สำหรับการทดสอบจะมีหัวกดด้วยกัน 2 รูปแบบ ได้แก่รูปแบบที่ 1 เพชรทรงกรวย ไว้ใช้สำหรับทดสอบชิ้นงานที่มีความแข็งมาก และรูปแบบที่ 2 ลูกเหล็กทรงกลมไว้ใช้กับโลหะทั่วไป ซึ่งแต่ละหัวกดก็จะมีหลากหลายขนาดให้เลือกใช้ตามรูปแบบของชิ้นทดสอบด้วยเช่นกัน วิธีการทดสอบเริ่มด้วยการกดหัวทดสอบลงบนชิ้นทดสอบด้วยแรงตามที่มาตรฐานกำหนด จากนั้นอ่านค่าจากเครื่องทดสอบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ข้อดี : เป็นการทดสอบหาค่าความแข็งที่ครอบคลุม ทดสอบได้ง่ายและรวดเร็ว
 ข้อเสีย : ค่าที่ได้อาจคลาดเคลื่อนเนื่องจากแรงกดที่ใช้ และผิวของชิ้นทดสอบได้ จึงต้องระวังเป็นพิเศษ

3.) การทดสอบความแข็งแบบวิกเกอร์ (Vickers Hardness Test)

เป็นวิธีการทดสอบที่มีความคล้ายคลึงกับวิธีการทดสอบความแข็งแบบบริเนลล์ คือการใช้หัวกดกดลงผิวชิ้นงานด้วยแรง และวิเคราะห์ค่าความแข็งจากรอยยุบ แต่หัวที่ใช้ในการกดจะมีลักษณะที่แตกต่างกันโดยการทดสอบความแข็งแบบวิกเกอร์ จะใช้หัวกดแบบทรงเพชรปิรามิดฐานสี่เหลี่ยม แล้วใช้กล้องจุลทรรศน์สังเกตรอยกดดูแนวเส้นทแยงมุม ซึ่งแรงกดที่ใช้มีค่าตั้งแต่ 10 gf ไปจนถึง 100 kgf อ้างอิงตามที่มาตราฐานการทดสอบกำหนด ซึ่งหากการวัดค่าวัสดุใช้แรงกดไม่เกิน 1 kgf จำเป็นต้องขัดด้วยเครื่องจักรหรือเครื่องขัดเงาไฟฟ้าก่อนทดสอบ เพื่อให้ได้รับผลลัพธ์การทดสอบที่แม่นยำที่สุด

ข้อดี : เป็นการทดสอบความแข็งที่มีความแม่นยำและความละเอียดสูงมาก สามารถวัดความแข็งถึงระดับของโครงสร้างจุลภาคได้

ข้อเสีย : มีค่าใช้จ่ายสูงกว่าการทดสอบแบบอื่น เพราะราคาของเครื่องทดสอบที่ใช้ อีกทั้งยังเป็นการวัดที่มีความละเอียดมาก การเตรียมพื้นผิววัสดุต้องทำอย่างสะอาดและพิถีพิถัน

ในการวิจัยครั้งนี้ ผู้ทำวิจัยเลือกใช้การทดสอบค่าความแข็งแบบวิกเกอร์ (Vickers Hardness Test) เนื่องจากมีความแม่นยำที่สูง และสามารถใช้ทดสอบชิ้นงานที่มีขนาดเล็กได้ โดยจะทำการคำนวณค่าความแข็งที่ได้กลับไปเปรียบเทียบกับหน่วยของค่าความแข็งแบบร็อคเวลล์ด้วยเพื่อเป็นการเปรียบเทียบผลทดสอบที่ได้จากโรงชุบว่าเป็นไปตามที่ต้องการหรือไม่

4.3.2 มาตรฐานที่ใช้ในการทดสอบ

การทดสอบในครั้งนี้จะทดสอบค่าความแข็งโดยอ้างอิงตามมาตรฐานการทดสอบ ASTM E92 ซึ่งเป็นมาตรฐานการทดสอบที่ใช้รองรับการทดสอบความแข็งแบบวิกเกอร์ (Vickers Hardness Test) โดยจะใช้เป็นตัวกำหนดแรงกดที่ใช้ในการทดสอบ และเป็นมาตรฐานที่ใช้ในการแปลงค่าความแข็งจากวิกเกอร์ไปเป็นร็อกเวลล์สเกลซี (Rockwell C) เพื่อเปรียบเทียบกับผลทดสอบที่ได้จากโรงชุบ

TABLE 1 Standard Hardness Scales and Test Forces

| Vickers scale | Knoop scale ^A | Test force (N) | Approximate Test force (kgf) | Approximate Test force (gf) |
|---------------|--------------------------|----------------|------------------------------|-----------------------------|
| HV 0.001 | HK 0.001 | 0.009807 | 0.001 | 1 |
| HV 0.01 | HK 0.01 | 0.09807 | 0.01 | 10 |
| HV 0.015 | HK 0.015 | 0.1471 | 0.015 | 15 |
| HV 0.02 | HK 0.02 | 0.1961 | 0.02 | 20 |
| HV 0.025 | HK 0.025 | 0.2451 | 0.025 | 25 |
| HV 0.05 | HK 0.05 | 0.4903 | 0.05 | 50 |
| HV 0.1 | HK 0.1 | 0.9807 | 0.1 | 100 |
| HV 0.2 | HK 0.2 | 1.961 | 0.2 | 200 |
| HV 0.3 | HK 0.3 | 2.942 | 0.3 | 300 |
| HV 0.5 | HK 0.5 | 4.903 | 0.5 | 500 |
| HV 1 | HK 1 | 9.807 | 1 | 1000 |
| HV 2 | HK 2 | 19.61 | 2 | 2000 |
| HV 3 | | 29.41 | 3 | |
| HV 5 | | 49.03 | 5 | |
| HV 10 | | 98.07 | 10 | |
| HV 20 | | 196.1 | 20 | |
| HV 30 | | 294.1 | 30 | |
| HV 50 | | 490.3 | 50 | |
| HV 100 | | 980.7 | 100 | |
| HV 120 | | 1177 | 120 | |

^A The user should consult with the manufacturer before applying macroindentation test forces (over 1 kgf) for Knoop hardness testing. The diamond may not be large enough to produce the larger indentation sizes (see Note 4).

รูปที่ 4.13 ตารางแสดงสเกลและแรงที่ใช้ในการทดสอบความแข็งแบบวิกเกอร์จากมาตรฐาน ASTM E92

4.3.3 อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดสอบ

- 1.) เครื่องทดสอบความแข็งแบบวิกเกอร์
- 2.) ชิ้นงานทดสอบ (ชุดเฟืองแพลนเนทรีที่ผ่านการชุบแข็งด้วยกระบวนการ Caburizing มาแล้ว)
- 3.) กระดาษทรายสำหรับเตรียมผิวชิ้นงาน

4.3.4 ขั้นตอนการทดสอบ

- 1.) นำชิ้นทดสอบมาเตรียมผิวให้เรียบเพื่อให้ได้ผลทดสอบที่แม่นยำมากขึ้น
- 2.) ทำการตั้งค่าเครื่องทดสอบและเลือกแรงที่จะใช้ในการทดสอบ โดยในการวิจัยครั้งนี้ผู้วิจัยเลือกใช้ วิกเกอร์สเกล HV0.5 ใช้แรงกด 0.5 kgf

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.14 แสดงการตั้งค่าเครื่องทดสอบความแข็งแบบวิกเกอร์

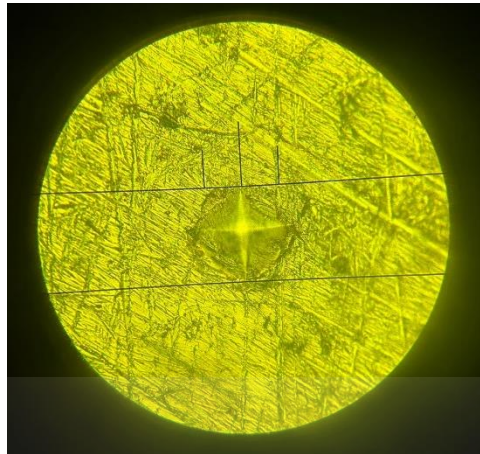
- 3.) วางชิ้นงานลงบนเครื่องทดสอบ และทำการเลือกตำแหน่งที่จะใช้ในการทดสอบ โดยทำการทดสอบชิ้นทดสอบละ 3 จุด



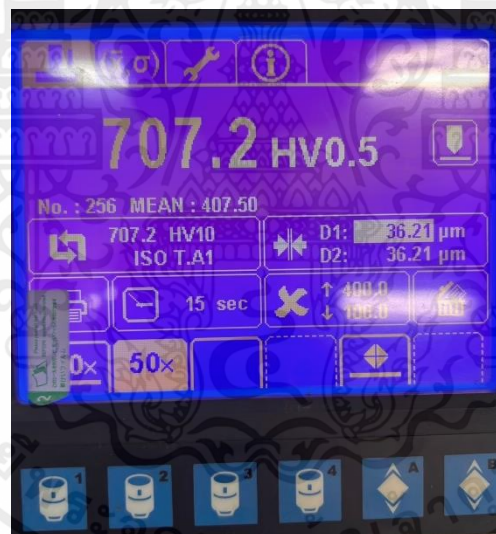
รูปที่ 4.15 ตัวอย่างการวางชิ้นทดสอบบนเครื่องทดสอบ

- 4.) ทำการส่องกล้องจุลทรรศน์บนตัวเครื่องทดสอบเพื่อเล็งจุดที่ต้องการทดสอบ
- 5.) ทำการกดหัวกดทดสอบลงบนชิ้นงาน จากนั้นเครื่องจะทำการอ่านค่าความแข็งที่ได้จากการทดสอบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.16 ตัวอย่างรอยกดที่ได้จากการสองกล้องจุลทรรศน์



รูปที่ 4.17 ตัวอย่างค่าความแข็งที่อ่านได้จากเครื่องทดสอบ

6.) ทำซ้ำไปจนครบทุกชั้นทดสอบที่ต้องการทราบค่า

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.3.5 ผลการทดสอบ

จากข้อมูลที่ได้หลังการทดสอบสามารถสรุปผลได้ตามตารางและกราฟดังต่อไปนี้

| ตารางแสดงผลทดสอบค่าความแข็งจากการทดสอบที่ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล | | | | | | | | |
|---|--|---------|---------|--------|---|---------|---------|--------|
| รายการ | ค่าความแข็งวิกเกอร์ (Vicker Hardness) | | | | ค่าความแข็งร็อกเวลล์ซี (Rockwell C Hardness) | | | |
| | จุดที่1 | จุดที่2 | จุดที่3 | เฉลี่ย | จุดที่1 | จุดที่2 | จุดที่3 | เฉลี่ย |
| Sun Gear | 798 | 743 | 857 | 799 | 63.8 | 61.8 | 65.7 | 63.8 |
| Primary Planet Gear | 819 | 804 | 753 | 792 | 64.5 | 64.0 | 62.2 | 63.6 |
| Ring Gear | 628 | 670 | 648 | 649 | 56.8 | 58.8 | 57.8 | 57.8 |

ตารางที่ 4.1 ตารางแสดงผลทดสอบค่าความแข็งจากการทดสอบที่ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

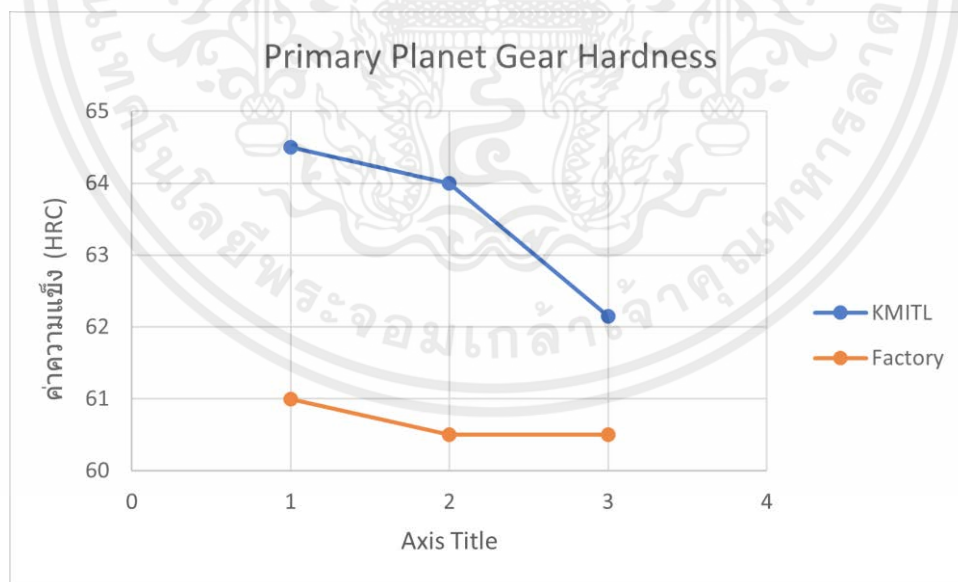
| ตารางแสดงผลทดสอบค่าความแข็งจากโรงชุบ | | | | | | | | |
|--------------------------------------|--|---------|---------|--------|---|---------|---------|--------|
| รายการ | ค่าความแข็งวิกเกอร์ (Vicker Hardness) | | | | ค่าความแข็งร็อกเวลล์ซี (Rockwell C Hardness) | | | |
| | จุดที่1 | จุดที่2 | จุดที่3 | เฉลี่ย | จุดที่1 | จุดที่2 | จุดที่3 | เฉลี่ย |
| Sun Gear | 710 | 722 | 722 | 718 | 60.5 | 61.0 | 61.0 | 60.8 |
| Primary Planet Gear | 722 | 710 | 710 | 714 | 61.0 | 60.5 | 60.5 | 60.7 |
| Ring Gear | 722 | 710 | 710 | 714 | 61.0 | 60.5 | 60.5 | 60.7 |

ตารางที่ 4.2 ตารางแสดงผลทดสอบค่าความแข็งจากโรงชุบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

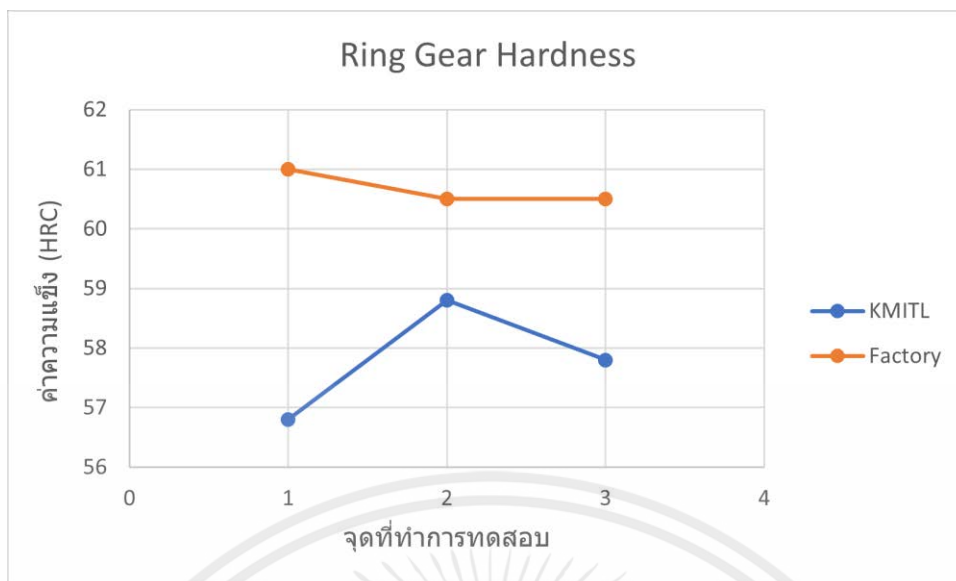


รูปที่ 4.18 กราฟแสดงค่าความแข็งของ Sun gear ที่ได้จากการทดสอบที่ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกลเปรียบเทียบกับค่าที่ได้จากโรงชุบ



รูปที่ 4.19 กราฟแสดงค่าความแข็งของ Primary planet gear ที่ได้จากการทดสอบที่ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกลเปรียบเทียบกับค่าที่ได้จากโรงชุบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.20 กราฟแสดงค่าความแข็งของ Ring gear ที่ได้จากการทดสอบที่ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกลเปรียบเทียบกับค่าที่ได้จากโรงชุบ

สรุปผลการทดสอบ

จากตารางและกราฟจะเห็นว่าค่าความแข็งของเฟืองแต่ละชิ้นสามารถสรุปได้ดังนี้

- 1.) ที่ Sun gear ค่าความแข็งเฉลี่ยที่ได้จากเครื่องทดสอบ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง มีค่าเฉลี่ยอยู่ที่ 63.8 HRC ซึ่งมีค่าต่างจากจากผลทดสอบที่ได้จากโรงชุบนั้นคือ 60.8 HRC อยู่ 3.0 HRC คิดเป็นเปอร์เซ็นต์ความคลาดเคลื่อนเท่ากับ 4.93%
- 2.) ที่ Primary planet gear ค่าความแข็งเฉลี่ยที่ได้จากเครื่องทดสอบ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง มีค่าเฉลี่ยอยู่ที่ 63.6 HRC ซึ่งมีค่าต่างจากจากผลทดสอบที่ได้จากโรงชุบนั้นคือ 60.7 HRC อยู่ 2.9 HRC คิดเป็นเปอร์เซ็นต์ความคลาดเคลื่อนเท่ากับ 4.78%
- 3.) ที่ Ring gear ค่าความแข็งเฉลี่ยที่ได้จากเครื่องทดสอบ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง มีค่าเฉลี่ยอยู่ที่ 57.8 HRC ซึ่งมีค่าต่างจากผลทดสอบที่ได้จากโรงชุบนั้นคือ 60.7 HRC อยู่ 2.9 HRC คิดเป็นเปอร์เซ็นต์ความคลาดเคลื่อนเท่ากับ 4.78%

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หากเราพิจารณาค่าความแข็งที่ได้จากทดสอบแล้วพบว่าค่าที่ได้อยู่ในช่วง 57.8 ถึง 63.8 HRC โดยผลที่ได้จากการทดสอบทั้ง 2 ที่มีความแตกต่างกันอยู่บ้างซึ่งความคลาดเคลื่อนอาจเกิดจากแรงที่ใช้ในการกดที่ขึ้นงานอาจไม่คงที่ และประสิทธิภาพเครื่องทดสอบที่ลดลงอันเนื่องมาจากการผ่านการใช้งานมาก่อนข้างมาก แต่เมื่อเปรียบเทียบกับค่าการชุบแข็งมาตรฐานของเหล็กเกรด SCM415 สำหรับใช้ในการสร้างชุดเฟืองแล้วพบว่าค่าความแข็งที่ได้ยังอยู่ในช่วงที่เหมาะสมนั่นคือช่วงของความแข็งระหว่าง 58.0 ถึง 65.0 HRC ทำให้มั่นใจได้ว่าค่าความแข็งของชุดเฟืองแพลนทาร์ที่อยู่ในช่วงที่เหมาะสมสำหรับการแข่งขันจริง



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.4 การทดสอบโดยการจำลองการใช้งานจริง

4.4.1 ที่มาและความสำคัญของการทดสอบ

การทดสอบการใช้งานชุดเฟืองแพลนทาร์นั้นเป็นขั้นตอนการทดสอบเพื่อเพื่อยืนยันว่าชุดเฟืองแพลนทาร์ที่ได้ออกแบบมาสามารถใช้งานร่วมรถแข่งสูตรนักศึกษาได้จริง โดยในการทดสอบครั้งนี้เป็นการทดสอบโดยการจำลองสถานการณ์การแข่งขันจริงในรายการแข่งขันเอนดูแรนซ์ (Endurance Event) ซึ่งเป็นการวิ่งในสนามตามที่กรรมการกำหนดเป็นจำนวน 22 รอบสนาม ใช้นักขับจำนวน 2 คน ขับคนละ 11 รอบ และมีระยะทางรวมประมาณ 22 กิโลเมตร โดยใช้เวลาเฉลี่ยประมาณ 22 ถึง 24 นาที ซึ่งการทดสอบนี้ใช้การทดสอบด้วยวัฏจักรการขับขี่ (Driving Cycle) บนไดนาโมมิเตอร์ (Dynamometer)

4.4.2 ข้อมูลอ้างอิงการทดสอบ

ในการทดสอบครั้งนี้ผู้วิจัยได้สร้างวัฏจักรการขับขี่ (Driving Cycle) มาจากบันทึกการแข่งขันของทีม Delft Formula Student Team DUT19 ของนักศึกษาจากมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีเดลฟท์ ประเทศเนเธอร์แลนด์ (Delft University of Technology) ในการแข่ง FSA 2019



รูปที่ 4.21 รูปภาพจากบันทึกการแข่งขัน ของทีม Delft Formula Student Team ในการแข่ง FSA 2019

(รูปจาก : <https://www.youtube.com/watch?v=TjthTCL4c4w&pp=ygUNRFVUIDE5IGF1dG8geA%3D%3D>)

ผู้วิจัยคาดหวังว่าชุดเฟืองแพลนทาร์จะสามารถใช้งานได้ต่อเนื่องตลอดการทดสอบโดยไม่เกิดความเสียหายขณะทำการทดสอบจนเป็นสาเหตุให้เกิดความอันตรายต่อผู้ทดสอบ หรือผู้ขับขี่ในการแข่งขันจริง โดยการทดสอบนี้ทดสอบภายใต้การควบคุมดูแลของผู้มีประสบการณ์ในการใช้งานไดนาโมมิเตอร์เป็นอย่างดี และปฏิบัติตามหลักความปลอดภัยอย่างเคร่งครัด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.4.3 อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดสอบ

1.) ไดนาโมมิเตอร์

ไดนาโมมิเตอร์ (Dynamometer) หรือที่เรารู้จักกันในชื่อ ไดโน เป็นอุปกรณ์ที่มีไว้สำหรับทดสอบกำลัง แรงม้า แรงบิด และเก็บค่าข้อมูลเพื่อใช้ในการปรับจูนรถยนต์ซึ่งไดโนแบ่งออกได้เป็น 3 ประเภทหลักๆ ดังนี้

- **เอนจินไดนาโมมิเตอร์ (Engine Dynamometer)** เป็นอุปกรณ์สำหรับใช้ทดสอบกำลังของเครื่องยนต์โดยตรงโดยไม่ผ่านโหลตใดๆ นิยมใช้กันในโรงงานผลิตรถยนต์เพื่อใช้ทดสอบข้อมูลเครื่องยนต์สำหรับแจ้งให้ผู้บริโภคทราบ ซึ่งกำลังที่วัดได้จากวิธีนี้จะมีค่าสูงกว่าที่วัดได้จาก เพลลาหรือล้อ 10% ถึง 15%
- **แชสซิสไดนาโมมิเตอร์ (Chassis Dynamometer)** เป็นอุปกรณ์วัดกำลังของเครื่องยนต์ที่ผ่านเพลลา ระบบส่งกำลังมาแล้ว การทดสอบจะต้องถอดล้อคู่หน้าหรือหลังที่เป็นล้อขับเคลื่อนออก เพื่อทำการสวมอะแดปเตอร์ เข้ากับเพลลา อุปกรณ์ประเภทนี้มีข้อดีในเรื่องของความปลอดภัย และสามารถจำลองโหลตในสภาวะต่างๆ ได้
- **โรลเลอร์ไดนาโมมิเตอร์ (Roller Dynamometer)** เป็นอุปกรณ์วัดกำลังของรถยนต์ที่ผ่านเพลลา ระบบส่งกำลังมาและล้อมาแล้ว มีความคล้ายคลึงกับ แชสซิสไดนาโมมิเตอร์ แต่สะดวกสบายต่อการใช้งานมากกว่าเพราะไม่จำเป็นต้องถอดล้อ โดยไดโนชนิดนี้จะมีลูกกลิ้งทำหน้าที่รองรับการหมุนของล้อ จำลองโหลต และบันทึกค่าต่างๆ นอกจากนี้โรลเลอร์ไดนาโมมิเตอร์ยังสามารถแบ่งออกได้อีก 2 ประเภท ได้แก่แบบ ลูกกลิ้งเดี่ยว (Single Roller) และ แบบลูกกลิ้งคู่ (Twin Roller)

การทดสอบในครั้งนี้จะทำการทดสอบด้วยโรลเลอร์ไดนาโมมิเตอร์แบบลูกกลิ้งคู่ (Twin Roller) เนื่องจากมีความสะดวกต่อการใช้งานและเก็บข้อมูล และสามารถใช้งานวิจัยจักรการขับเคลื่อนเพื่อทดสอบจำลองการใช้งานในการแข่งขันเอนดูแรนซ์ได้อีกด้วย

2.) รถแข่งสูตรนักศึกษา

โดยรถแข่งที่ใช้ในการทดสอบครั้งนี้เป็นรถแข่งสูตรนักศึกษาพลังงานไฟฟ้าที่ขับเคลื่อนด้วยระบบอินวิลต์มอเตอร์ KF2024E (RaubTier MK.II) ซึ่งเป็นรถแข่งจากชมรมยานยนต์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ที่ใช้ในการแข่งขัน

18th TSAE Auto Challenge 2024 Student Formula และเป็นรถต้นแบบที่ใช้ในการ ออกแบบชุดเฟืองแพลนทารีในงานวิจัยครั้งนี้

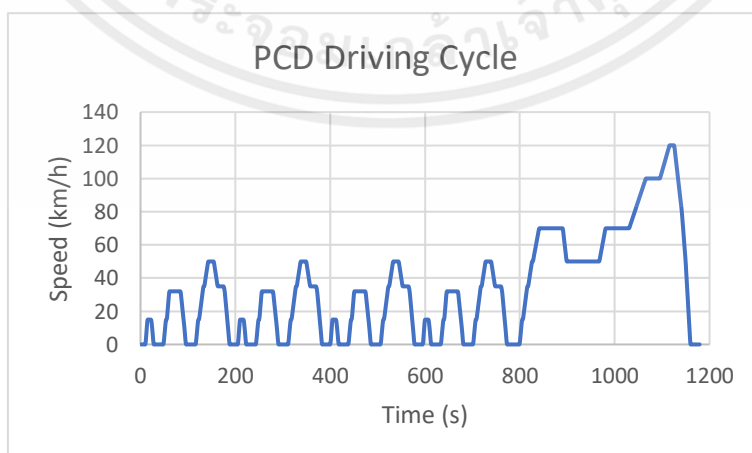


รูปที่ 4.22 รถแข่งสูตรนักศึกษา KF2024E (RaubTier MK.II)

3.) ไฟล์วัฏจักรการขับขี่ (นามสกุล .csv)

วัฏจักรการขับขี่ หรือ Driving Cycle เป็นวิธีการหนึ่งในการทดสอบยานยนต์ตาม การใช้งานที่ความเร็วต่างๆบนไดนาโมมิเตอร์ ซึ่งมีด้วยกันหลากหลายมาตรฐาน สำหรับรถ เครื่องยนต์สันดาบภายในจะนิยมใช้เพื่อวัดค่าการปล่อยมลพิษโดยมีมาตรฐานการรับรอง ได้แก่ NEDC, UDC, EUDC เป็นต้น สำหรับในรถไฟฟ้าจะนิยมใช้ทดสอบเพื่อวัดระยะทางที่ รถสามารถวิ่งได้โดยมีมาตรฐานควบคุมได้แก่ EPA, NEDC, WLTP และ CLTC เป็นต้น

สำหรับการทดสอบนี้ผู้วิจัยสามารถทำการนำเข้าไฟล์ข้อมูลสำหรับเป็นโค้ดไลน์ใน การทดสอบให้กับไดนาโมมิเตอร์ผ่านคอมพิวเตอร์ที่เชื่อมต่อกับโรลเลอร์ไดนาโมมิเตอร์ได้ ทั้งนี้จะเป็นไฟล์ข้อมูลวัฏจักรการขับขี่ที่สร้างขึ้นเองหรือ อ้างอิงจากมาตรฐานที่มีอยู่แล้วก็ได้ แต่การจัดวางข้อมูลต้องเป็นไปตามที่อุปกรณ์กำหนดเท่านั้น



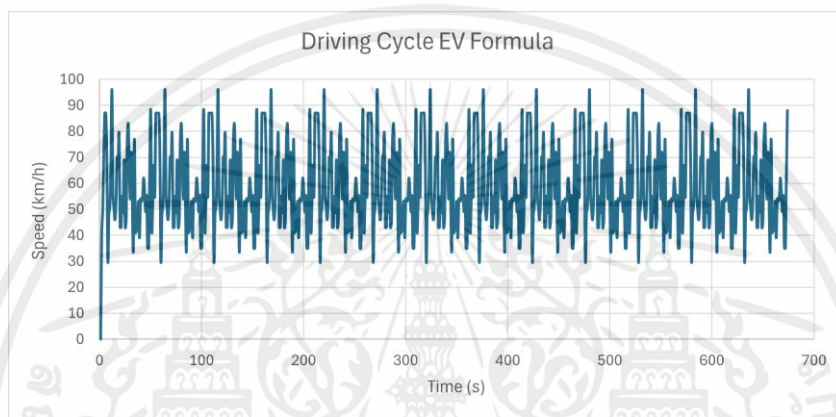
รูปที่ 4.23 ตัวอย่างวัฏจักรการขับขี่ (PCD Driving Cycle)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.) อุปกรณ์สายรัดสำหรับยึดรถแข่งเข้ากับไดนาโมมิเตอร์

4.4.4 ขั้นตอนการทดสอบ

1.) ทำการสร้างวัฏจักรการขับขี่โดยอ้างอิงข้อมูลจากบันทึกการแข่งขันของทีม Delft Formula Student Team DUT19 ของนักศึกษาจากมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีเดลฟท์ ประเทศเนเธอร์แลนด์ (Delft University of Technology) ในการแข่ง FSA 2019 จากนั้นบันทึกข้อมูลลงในโปรแกรม Microsoft Excel บันทึกเป็นไฟล์นามสกุล .csv โดยวัฏจักรการขับขี่ดังกล่าวสามารถแสดงเป็นกราฟได้ตามรูปดังต่อไปนี้



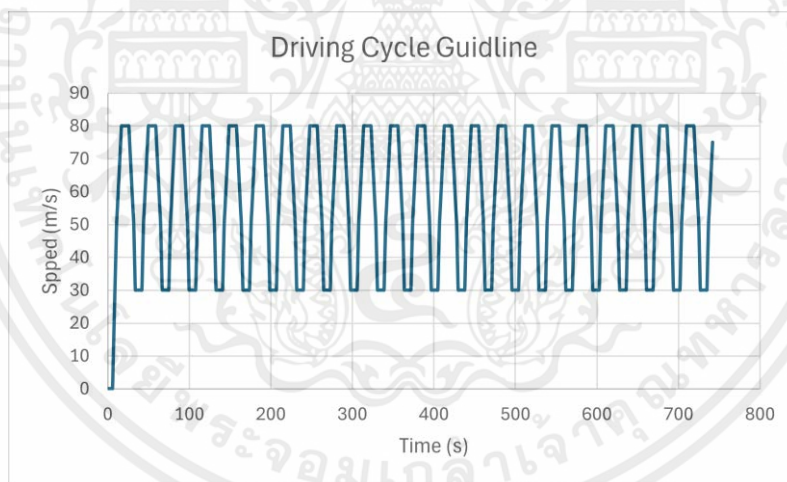
รูปที่ 4.24 กราฟแสดงวัฏจักรการขับขี่อ้างอิงจาก Delf Formula Student Team

จากวัฏจักรการขับขี่ในช่วงต้นเวลาที่ใช้ในการทดสอบคือ 730 วินาที คิดเป็น 12 นาที 10 วินาที และระยะทางรวมมีค่าเท่ากับ 11.81 กิโลเมตร โดยระยะทางที่ได้มาจากการคำนวณหาพื้นที่ใต้กราฟด้วยโปรแกรม Microsoft Excel

2.) พิจารณาความเหมาะสมของวัฏจักรการขับขี่ เมื่อลองเปรียบเทียบเงื่อนไขต่างๆในการทดสอบแล้วพบว่า วัฏจักรที่ได้ อาจไม่เหมาะต่อการทดสอบ เนื่องจากมีการเร่งและเบรคที่มีความถี่ค่อนข้างมาก ซึ่งการทดสอบบนไดนาโมมิเตอร์ไม่สามารถใช้เบรคได้เพราะอาจทำให้เกิดอันตรายต่อทั้งผู้ทดสอบและอุปกรณ์ทดสอบ อีกทั้งรถแข่งสูตรนักศึกษาของทีม นักศึกษาจาก มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีเดลฟท์ยังใช้ระบบขับเคลื่อนด้วยมอเตอร์ไฟฟ้า จำนวนทั้งสิ้น 4 ตัวด้วยกัน ซึ่งในการทดสอบครั้งนี้ผู้ทดสอบต้องการทดสอบด้วยมอเตอร์ไฟฟ้าที่ต่อเข้ากับชุดเฟืองแพลนทารีเพียงตัวเดียว ทำให้เป็นเรื่องยากที่จะดึงประสิทธิภาพของรถในการเร่งผ่อนให้ได้เท่ากับรถที่มีมอเตอร์ไฟฟ้า 4 ตัว ผู้ทดสอบจึงทำการปรับวัฏจักรการทดสอบให้มีความเหมาะสมกับการทดสอบด้วยมอเตอร์ไฟฟ้าเพียง 1 ตัว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- 3.) ทำการปรับแก้วัฏจักรการขับซีให้เหมาะกับการทดสอบด้วยมอเตอร์ไฟฟ้าเพียง 1 ตัว โดยเมื่อพิจารณาจากอุปกรณ์ในระบบไฟฟ้าของรถแล้วเราพบว่า ความต่างศักย์สูงสุดที่แบตเตอรี่ของรถสามารถสร้างให้มอเตอร์ไฟฟ้าได้คือ 73 โวลต์ ซึ่งมีค่าน้อยกว่าค่าสูงสุดที่มอเตอร์ไฟฟ้าจะรับได้นั้นคือ 92.4 โวลต์ ทำให้ความเร็วรอบที่มอเตอร์ทำได้มีค่าลดลงจากเดิมที่ความเร็วรอบสูงสุด 12,936 รอบต่อนาที เหลือเพียง 9,198 รอบต่อนาที (ที่ประสิทธิภาพสูงสุด 90% อ้างอิงตามข้อมูลจากผู้ผลิต) ทำให้ความเร็วสูงสุดที่ทำได้มีค่าเท่ากับ 94 กิโลเมตรต่อชั่วโมง ประกอบกับความเร็วสูงสุดโดยเฉลี่ยในการแข่งอยู่ที่ 80 ถึง 90 กิโลเมตรต่อชั่วโมงด้วยข้อจำกัดด้านความยาวของสนาม ผู้ทดสอบจึงทำการปรับแก้วิธีการทดสอบในวัฏจักรการขับซีเป็น การเร่งจากความเร็วต่ำไปสู่อุณหภูมิสูงสุดเฉลี่ยที่ใช้ในการแข่งขันเท่ากับ 80 กิโลเมตรต่อชั่วโมง และทำการเร่งด้วยความเร็วคงที่เป็นเวลา 10 วินาที จากนั้นผ่อนลงมาจนเหลือความเร็ว 30 กิโลเมตรต่อชั่วโมงค้างไว้เป็นเวลา 8 วินาที และทำการเร่งไปที่ความเร็ว 80 กิโลเมตรต่อชั่วโมงอีกครั้ง ทำซ้ำแบบนี้ไปจนครบเวลาในช่วงแรก ได้เป็นวัฏจักรการขับซีใหม่ที่มีระยะทาง 11.73 กิโลเมตร และใช้เวลาในการทดสอบ 742 วินาที คิดเป็น 12 นาที 22 วินาที



รูปที่ 4.25 กราฟแสดงวัฏจักรการขับซีที่ได้รับการแก้ไขแล้ว

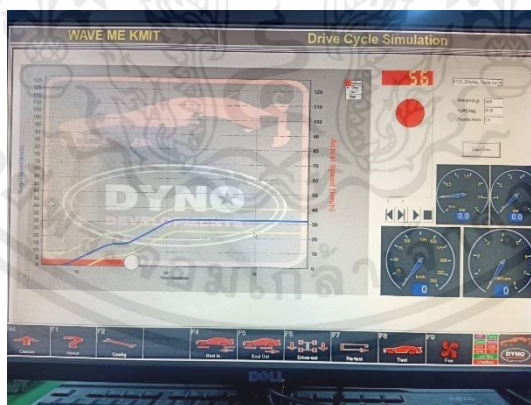
- 4.) ประกอบชุดเฟืองแพลนเนทารีเข้ากับชุดฮับและลูกปืนตามที่ได้อธิบายไปในบทที่ 3 จากนั้นนำชุดเฟืองมาประกอบยึดเข้ากับปีกนกของรถแข่งสูตรนักศึกษา เมื่อประกอบเสร็จจึงสั่งทำการสวมล้อเข้าไป จากนั้นทำการปรับจูนค่ามอเตอร์ไฟฟ้ารวมทั้งระบบส่งกำลังทั้งหมดให้เรียบร้อย จนมั่นใจว่าปลอดภัยพร้อมใช้งาน
- 5.) ทำการเตรียมอุปกรณ์และติดตั้งไดนาโมมิเตอร์ให้พร้อมสำหรับการทดสอบ
- 6.) ทำการยึดรถเข้ากับไดนาโมมิเตอร์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.26 การยี่ดรถแข่งสูตรนักศึกษาเข้ากับไดนาโมมิเตอร์

- 7.) ทำการใส่ข้อมูลรถ และสอบเทียบ (Caribration) ไดนาโมมิเตอร์เพื่อให้ข้อมูลของรถที่ใช้ทดสอบตรงตามความเป็นจริงและผลที่ได้มีความแม่นยำ จากนั้นทำการทดสอบรันอินจนมั่นใจว่าไดนาโมมิเตอร์และตัวรถแข่งพร้อมสำหรับการทดสอบ
- 8.) นำเข้าไฟล์วัฏจักรการขับขี่ที่ต้องการทดสอบไปยังโปรแกรมควบคุมไดนาโมมิเตอร์ ทำการเลือกการทดสอบแบบ Driving Cycle ในโปรแกรมและเลือกไฟล์วัฏจักรที่นำเข้าไปเมื่อตอนต้น ตรวจสอบข้อมูลให้ถูกต้องอีกครั้งหนึ่งก่อนเริ่มทำการทดสอบ
- 9.) เริ่มทำการทดสอบโดยการกด Start ในโปรแกรมรอจนหน้าจอให้สัญญาณจากนั้นเริ่มต้นการทดสอบโดยให้นักขับคนแรกเร่งและผ่อนคันเร่งตามที่โปรแกรมกำหนด



รูปที่ 4.27 หน้าจอคอมพิวเตอร์ขณะทำการทดสอบตามวัฏจักรการขับขี่

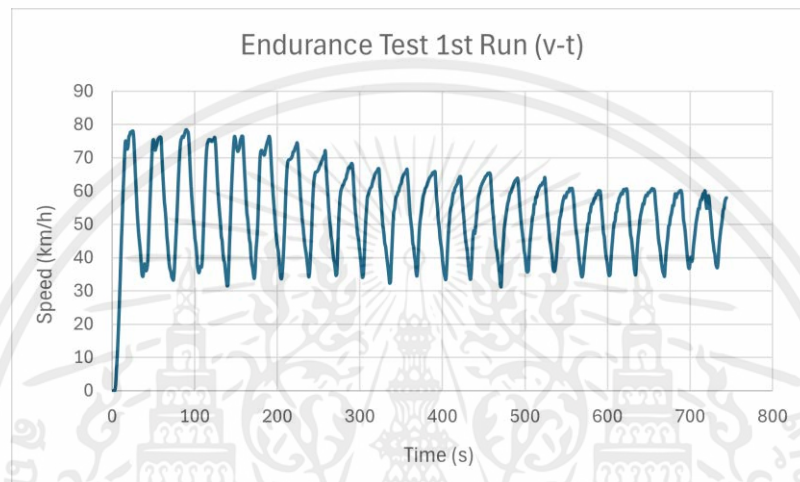
- 10.) ทำการทดสอบไปจนจบวัฏจักรจากนั้นทำการบันทึกผล
- 11.) ทำการพักชาร์จแบตเตอรี่และทดสอบไม่อีกครั้งตามขั้นตอนที่ 8 ถึง 10 จะได้ข้อมูล 2 ชุดรวมเวลาละระยะทางเท่ากับการแข่งขันเอนดูแรนซ์ จากนั้นนำข้อมูลที่ได้มาวิเคราะห์และสรุปผล

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

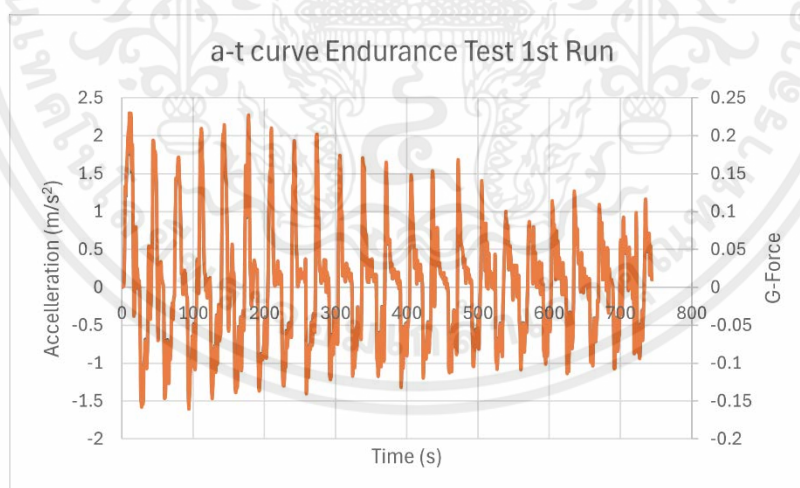
4.4.5 ผลการทดสอบ

จากการทดสอบการใช้งานชุดเฟืองแพลนเนทรีตามวัฏจักรการขับขี่ทั้งสองรอบแล้วได้สามารถสรุปได้ดังต่อไปนี้

การทดสอบรอบที่ 1 ใช้เวลาในการทดสอบทั้งสิ้น 12 นาที 24 วินาที เมื่อคำนวณหาระยะทางที่วิ่งได้จากพื้นที่ใต้กราฟความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วและเวลาได้เป็น 11.09 กิโลเมตร ผลทดสอบที่ได้แสดงดังรูปต่อไปนี้



รูปที่ 4.28 กราฟแสดงผลความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วและเวลาที่ได้จากการทดสอบตามวัฏจักรการขับขี่ครั้งที่ 1



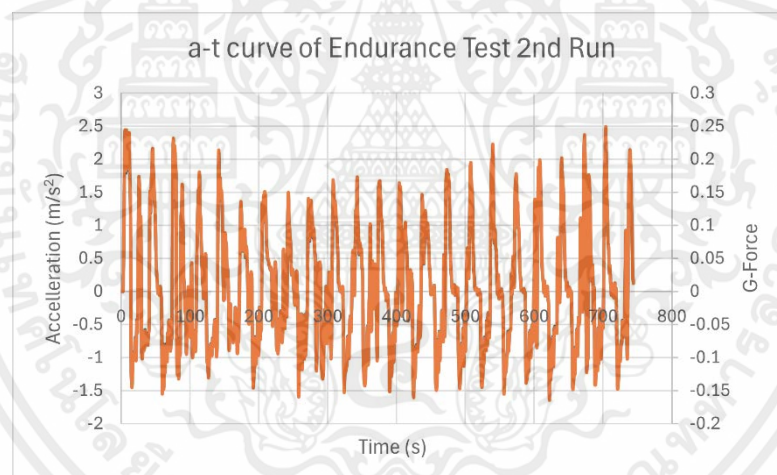
รูปที่ 4.29 กราฟแสดงผลความสัมพันธ์ระหว่างความเร่งและเวลาที่ได้จากการทดสอบตามวัฏจักรการขับขี่ครั้งที่ 1

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การทดสอบรอบที่ 2 ใช้เวลาในการทดสอบทั้งสิ้น 12 นาที 24 วินาที เมื่อคำนวณหาระยะทางที่วิ่งได้จากพื้นที่ใต้กราฟความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วและเวลาได้เป็น 12.27 กิโลเมตร ผลทดสอบที่ได้แสดงดังรูปต่อไปนี้



รูปที่ 4.30 กราฟแสดงผลความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วและเวลาที่ได้จากการทดสอบตามวัฏจักรการขับขี่ครั้งที่ 2



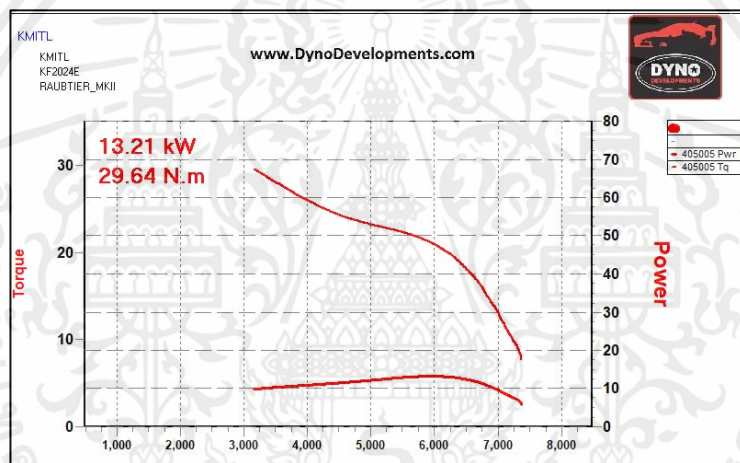
รูปที่ 4.31 กราฟแสดงผลความสัมพันธ์ระหว่างความเร่งและเวลาที่ได้จากการทดสอบตามวัฏจักรการขับขี่ครั้งที่ 2

หากพิจารณาจากกราฟความสัมพันธ์ระหว่างความเร่งและเวลาของทั้ง 2 กรณีจะพบว่าค่าความเร่งที่ได้มีค่าสูงสุดอยู่ที่ 2.25 เมตรต่อวินาที² ในการทดสอบรอบที่ 1 และ 2.39 เมตรต่อวินาที² ในการทดสอบรอบที่ 2 โดยอัตราเร่งในการทดสอบครั้งที่ 1 นั้นมีค่าสม่ำเสมอในช่วงแรกและค่อยๆ ลดลงมาอยู่ที่ 0.1 ถึง 0.15 เมตรต่อวินาที² ในช่วงท้ายของการทดสอบ ซึ่งเป็นผลมาจากความร้อนจากสภาพแวดล้อมโดยในวันที่ทดสอบเนื่องจากทดสอบในเวลากลางวันช่วงหน้าร้อนที่มีอุณหภูมิสูงทำให้ประสิทธิภาพของชุดควบคุมต่ำลง โดยอุณหภูมิของชุดควบคุมสูงขึ้นไปถึง 70 องศาเซลเซียส ส่งผลให้ผู้ทำการทดสอบไม่สามารถระบอให้อยู่ในช่วงความเร็วสูงสุดของการทดสอบที่ 80 กิโลเมตรต่อ

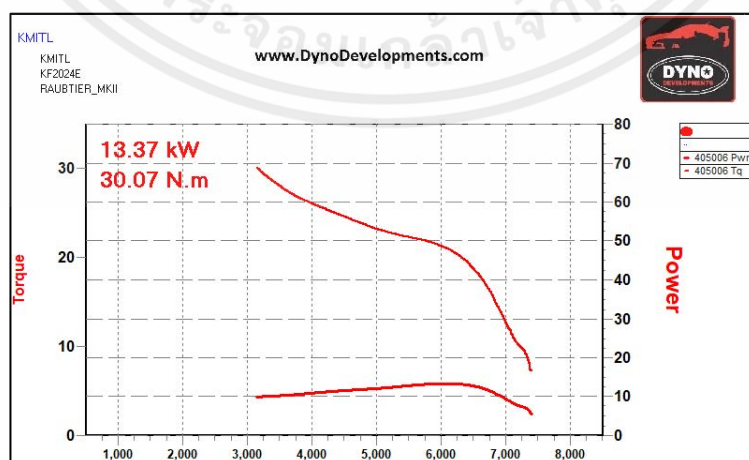
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ชั่วโมงได้ ต่างจากการทดสอบในครั้งที่ 2 ที่ทดสอบในเวลากลางคืนของวันเดียวกันทำให้สภาพอากาศโดยรอบเย็นลงและมีการใช้ลมช่วยในการระบายความร้อนความร้อนออกจากชุดควบคุม ส่งผลให้ชุดควบคุมมอเตอร์ไฟฟ้าทำงานได้เต็มประสิทธิภาพโดยอุณหภูมิที่ของชุดควบคุมที่วัดได้นั้นอยู่ที่ 49 ถึง 50 องศาเซลเซียส ทำให้ผู้ทำการทดสอบสามารถประคองความเร็วให้อยู่ในช่วงที่ต้องการได้อย่างสม่ำเสมอโดยในช่วงที่อัตราเร่งตกลงมาก็ยังอยู่ในช่วง 1.5 ถึง 2.0 เมตรต่อวินาที² ซึ่งใกล้เคียงกับค่าเฉลี่ยที่ทำได้ในการทดสอบ

นอกจากการทดสอบด้วยวัฏจักรการขับชี้แล้วผู้วิจัยยังได้ทำการทดสอบเพื่อหาประสิทธิภาพของระบบส่งกำลัง (Transmission Efficiency) ของรถแข่งสูตรนักศึกษาที่ใช้ชุดเฟืองแพลนetaryชุดนี้เป็นระบบส่งกำลังด้วยการทดสอบ Power run บนไดนาโมมิเตอร์ จำนวนทั้งหมด 3 ครั้ง จากนั้นนำผลที่ได้มาหาค่าเฉลี่ย ซึ่งผลที่ได้จากการทดสอบเป็นไปตามรูปดังต่อไปนี้

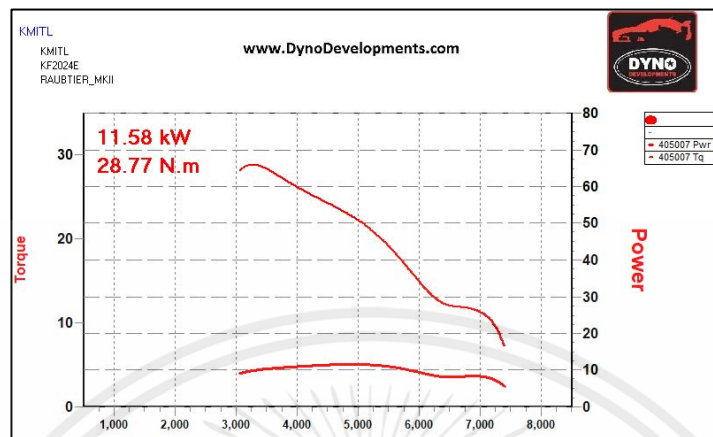


รูปที่ 4.32 กราฟแสดง Performance Curve ของการทดสอบเพื่อหาประสิทธิภาพครั้งที่ 1

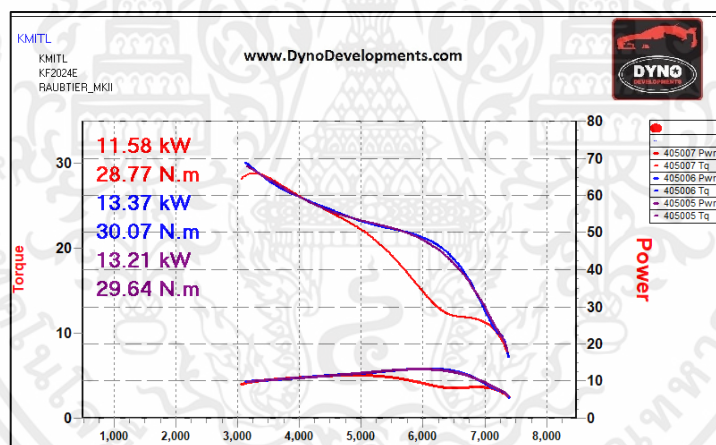


รูปที่ 4.33 กราฟแสดง Performance Curve ของการทดสอบเพื่อหาประสิทธิภาพครั้งที่ 2

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.34 กราฟแสดง Performance Curve ของการทดสอบเพื่อหาประสิทธิภาพครั้งที่ 3



รูปที่ 4.35 กราฟแสดงการเปรียบเทียบ Performance Curve ของทั้ง 3 การทดสอบ

เมื่อพิจารณาข้อมูลที่ได้จากการทดสอบพบว่า กำลังสูงสุดที่ไดนามอเตอร์วัดได้ทั้ง 3 ครั้งมีค่าเท่ากับ 11.58, 13.37 และ 13.21 กิโลวัตต์ ตามลำดับซึ่งเมื่อหาค่าเฉลี่ยออกมาจะมีค่าเท่ากับ 12.72 กิโลวัตต์ และจากข้อมูลที่บ้านทีกได้จากโปรแกรม VESC Tool ที่ใช้สำหรับควบคุมสั่งการมอเตอร์ไฟฟ้า พบว่าชุดควบคุมมีการจ่ายไฟให้มอเตอร์ไฟฟ้าด้วยความต่างศักย์สูงสุดเท่ากับ 68.80 โวลต์ ตลอดการทดสอบทั้ง 3 ครั้ง และค่ากระแสสูงสุดที่วัดไว้ผ่านเครื่องวัดกระแสแคลมป์มิเตอร์ที่คล้องไว้กับชุดควบคุมมอเตอร์ไฟฟ้ามีค่าเท่ากับ 205 แอมป์แปร์ เมื่อนำข้อมูลของกระแสสูงสุดและ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ความต่างศักย์สูงสุดขาเข้าที่ได้มาคำนวณหากำลังขาเข้าที่จ่ายเข้าไปให้มอเตอร์ไฟฟ้าจากความสัมพันธ์กำลังเท่ากับผลคูณของกระแสและความต่างศักย์ จะได้กำลังสูงสุดขาเข้าเท่ากับ 14.10 กิโลวัตต์

เมื่อพิจารณาจากกราฟ Performance curve ที่ได้จากการทดสอบพบว่ากราฟจากการทดสอบครั้งที่ 1 และ 2 มีความใกล้เคียงกันมาก แต่ในการทดสอบครั้งที่ 3 กราฟในช่วงท้าย (ประมาณช่วง 5000 ถึง 7000 รอบต่อนาที) มีสัดที่โค้งลงไม่ทับซ้อนกันกับกราฟจากการทดสอบในครั้งที่ 1 และ 2 โดยสาเหตุของอาการดังกล่าวเกิดจากการทดสอบต่อเนื่องกันเป็นเวลานานทำให้มีอุณหภูมิของมอเตอร์ไฟฟ้ามีความร้อนสะสมจากการใช้งานที่มากทำให้ประสิทธิภาพของมอเตอร์ลดลงในช่วงรอบสูง (อ้างอิงจากอุณหภูมิจากล็อกเกอร์ของโปรแกรม VESC Tool ที่ใช้สั่งการชุดควบคุมมอเตอร์ไฟฟ้า) เป็นสาเหตุทำให้ Performance curve ของการทดสอบครั้งที่ 3 คลาดเคลื่อนจากการทดสอบครั้งที่ 1 และ 2 ไปในบางช่วง

เมื่อเราทราบข้อมูลกำลังสูงสุดที่จ่ายเข้าไปและกำลังสูงสุดที่วัดได้จากไดนาโมมิเตอร์แล้ว ทำการคำนวณหาประสิทธิภาพที่ได้จากระบบส่งกำลัง ได้ผลออกมาว่าประสิทธิภาพของระบบส่งกำลัง ณ จุดที่มีการสร้างกำลังสูงสุด มีค่าเท่ากับ 90.19% แต่การทดสอบในครั้งนี้เป็นการทดสอบโดยใช้มอเตอร์ไฟฟ้าและชุดเฟืองเพียงข้างเดียวขับเคลื่อนล้อของรถแข่งสูตรนักศึกษาทั้งสองล้อ ซึ่งในความเป็นจริงแล้วมีแรงต้านการหมุนหรือ Rolling Resistance ที่เกิดจากล้อด้านหลังขาที่หมุนตามบนโรลเลอร์ด้วย เกิดเป็นส่วนหนึ่งของการสูญเสียประสิทธิภาพของระบบส่งกำลังที่วัดได้จากไดนาโมมิเตอร์ ในการคำนวณหาประสิทธิภาพของระบบส่งกำลังของรถแข่งสูตรนักศึกษาทั้งคันในกรณีนี้ ควรต้องทำการหักลบค่าการสูญเสียนี้ออกด้วยจึงจะได้เป็นประสิทธิภาพ ณ จุดที่สร้างกำลังได้สูงสุดที่แท้จริง เพียงแต่ด้วยอุปกรณ์ที่ผู้วิจัยใช้ในการทดสอบไม่เอื้ออำนวยต่อการเก็บข้อมูลการสูญเสียนี้เพื่อนำมาใช้คำนวณหาประสิทธิภาพที่แท้จริง เนื่องจากโรลเลอร์ไดนาโมมิเตอร์ที่ใช้ทดสอบนั้นวัดค่าจากภาระที่ตกลงที่โหนดเซลล์ของโรลเลอร์ที่หมุนไปพร้อมกันทั้งด้านซ้ายและขวา ไม่สามารถหมุนแยกอิสระจากกันหรือวัดค่าแยกกันฝั่งใดฝั่งหนึ่งได้ ทำให้ค่าที่แสดงผลออกมาไม่ใช่ค่าที่แท้จริงของชุดเฟือง ซึ่งหากในการพัฒนาต่อยอดชุดเฟืองแพลนเนอรีนี้สามารถวัดค่าการสูญเสียที่เกิดขึ้นนี้ได้หรือมีการตั้งชุดเฟืองเข้าไปที่ล้อทั้งสองข้างของรถแข่งและทำการหมุนทดสอบพร้อมกันจะทำให้ผู้ทดสอบสามารถคำนวณหาประสิทธิภาพที่แท้จริงของระบบส่งกำลังนี้ได้ โดยค่าที่จะมีค่ามากกว่า 90.19% เมื่อหักการสูญเสียของประสิทธิภาพที่เกิดขึ้นจากล้ออีกข้างแล้ว

การวัดประสิทธิภาพของระบบส่งกำลังในการทดสอบครั้งนี้เป็นการวัดประสิทธิภาพที่จุดสูงสุดของกำลังขาเข้าที่จ่ายเข้าไปยังมอเตอร์ไฟฟ้าเทียบกับกำลังไฟฟ้าสูงสุดขาออกที่วัดได้จาก

ไดนาโมมิเตอร์ ดังนั้นประสิทธิภาพของระบบส่งกำลังที่ผู้วิจัยกล่าวถึงในการทดสอบครั้งนี้คือ ประสิทธิภาพ ณ จุดที่ระบบส่งกำลังสามารถสร้างกำลังขาออกได้สูงที่สุดซึ่งมีค่าเท่ากับ 90.19%

แม้ว่าค่าประสิทธิภาพที่เกิดขึ้นครั้งนี้จะยังไม่ใช่ประสิทธิภาพที่แท้จริงของระบบส่งกำลังชุดนี้ แต่ค่าที่ได้มานั้นอยู่ในช่วงที่สามารถนำไปใช้ในการแข่งขันจริงได้เนื่องจากเป็นค่าประสิทธิภาพที่ค่อนข้างสูงแม้จะยังไม่ได้หักลบค่าจากการสูญเสียที่เกิดขึ้นจากแรงต้านการหมุนของล้ออีกข้างก็ตาม เมื่อเทียบกับประสิทธิภาพของระบบส่งกำลังแบบเก่า (จากรถแข่งที่ใช้เครื่องยนต์สันดาบภายใน) ที่มีประสิทธิภาพของระบบส่งกำลังโดยทั่วไปอยู่ที่ 60% ถึง 70% นับเป็นระบบส่งกำลังที่มีประสิทธิภาพสูงเหมาะสำหรับการใช้ในรถแข่งสูตรนักศึกษาที่ต้องการระบบส่งกำลังที่มีประสิทธิภาพสูงในการแข่งขันเพื่อให้ได้ผลการแข่งขันที่ดีที่สุด

สรุปผลที่ได้จากการทดสอบ การทดสอบนี้ใช้เวลาในการทดสอบ ทั้งสิ้น 24 นาที 48 วินาที คิดเป็นระยะทางรวมทั้งหมด 23.36 กิโลเมตร ซึ่งเวลาที่ใช้และระยะทางที่ได้มีความใกล้เคียงกับการแข่งขันจริงในส่วนของ การแข่งแบบเอนดูแรนซ์ (Endurance) และหลังจากการทดสอบเสร็จสิ้นผู้วิจัย ได้ทำการแยกชิ้นส่วนชุดเฟืองแพลนทารีออกจากตัวรถแข่งสูตรนักศึกษาที่นำมาทดสอบ พบว่าสภาพของชุดเฟืองยังอยู่ในสภาพที่ใช้งานได้ไม่มีการแตกหักหรือรอยร้าวที่จะสามารถทำให้เกิดการพังเสียหายในอนาคตได้ จากการทดลองนี้จึงมั่นใจได้ว่า ชุดเฟืองแพลนทารีนี้สามารถใช้สำหรับการแข่งขัน TSAE Auto Challenge Student Formula ได้จนจบการแข่งขัน และมีค่าประสิทธิภาพของระบบส่งกำลัง ณ ตอนที่สร้างกำลังได้สูงสุดเท่ากับ 90.19%

บทที่ 5

สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ

5.1 บทนำ

เมื่อทราบถึงผลการทดลองด้วยวิธีการต่างๆแล้ว ในบทนี้จะกล่าวถึงการสรุปผลการทดลอง ปัญหาที่เกิดขึ้น ข้อเสนอแนะในการพัฒนาชุดเฟืองแพลนทารี สำหรับรถแข่งสูตรนักศึกษาพลังงานไฟฟ้าที่ขับเคลื่อนด้วยระบบอินเวอร์เตอร์ต่อไป

5.2 สรุปผลการทดลอง

1. ในการออกแบบชุดเฟืองแพลนทารีให้ได้อัตราทดของชุดเฟืองใกล้เคียง 8.2 และมีจำนวนฟันของชุดเฟืองน้อยที่สุดเพื่อเพิ่มความแข็งแรงและง่ายต่อการขึ้นรูปและเลือกโมดูลที่เหมาะสมมาคือ 1.5 ผลลัพธ์ที่ได้คือ 1.) sun gear จำนวนฟันเฟือง 21 ฟัน เส้นผ่านศูนย์กลางพิทช์ 31.5 มิลลิเมตร 2.) Primary planet gear จำนวนฟัน 36 ฟัน เส้นผ่านศูนย์กลางพิทช์ 54 มิลลิเมตร 3.) Secondary planet gear จำนวนฟันเฟือง 15 ฟันเส้นผ่านศูนย์กลางพิทช์ 22.5 มิลลิเมตร และ 4.) Ring gear จำนวนฟัน 72 ฟัน เส้นผ่านศูนย์กลางพิทช์ 108 มิลลิเมตร วัสดุที่เลือกใช้คือ เหล็กกล้าคาร์บอนต่ำ SCM 415 เนื่องจากมีค่าความเค้นครากของวัสดุที่ทำให้มีค่าตัวประกอบความปลอดภัยระหว่าง 1.1 ถึง 3.0 ในกรณีที่เกิดความเสียหายมากที่สุด และน้ำหนักรวมของชุดเฟืองเท่ากับ 1.60 กิโลกรัม

2. จากการศึกษาวิธีการชุบเพิ่มความแข็งแรงและค่าความแข็งที่เหมาะสมต่อวัสดุ และการใช้งานของชุดเฟืองแพลนทารี พบว่าควรชุบเพิ่มความแข็งแรงด้วยวิธี Carburizing และควรมีค่าความแข็งอยู่ในช่วง 58.00 ถึง 64.00 HRC หรือ 690.00 ถึง 840.00 HV ซึ่งจากการทดสอบด้วยเครื่องวัดความแข็ง (Hardness Tester) ในหน่วยของ Rockwell scale C (HRC) อ้างอิงตามมาตรฐาน ASTM E92 พบว่าชุดเฟืองที่ผลิตออกมาโดยผ่านการชุบเพิ่มความแข็งแรงแล้วมีค่าความแข็งโดยเฉลี่ยอยู่ที่ 60.3 – 60.8 HRC ซึ่งมีค่าอยู่ในช่วงเหมาะสมแก่การใช้งาน

3. จากการทำการวิเคราะห์ความแข็งแรงของชุดเฟืองแพลนทารีด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ เมื่อได้รับโหลดตามที่ได้อำนาจเอาไว้ โดยเลือกใช้วัสดุเป็น เหล็กกล้าคาร์บอนต่ำ SCM 415 พบว่า ที่ฟันของ Sun gear เกิดค่าความเค้นสูงสุด 178.00 เมกะปาสคาล ที่ฟันของ Primary planet gear เกิดค่าความเค้นสูงสุด 97.00 เมกะปาสคาล ที่ฟันของ Secondary Planet gear เกิดค่าความเค้นสูงสุด 680.00 เมกะปาสคาล และที่ ฟันของ Ring gear เกิดค่าความเค้นสูงสุด 771.00 เมกะปาสคาล

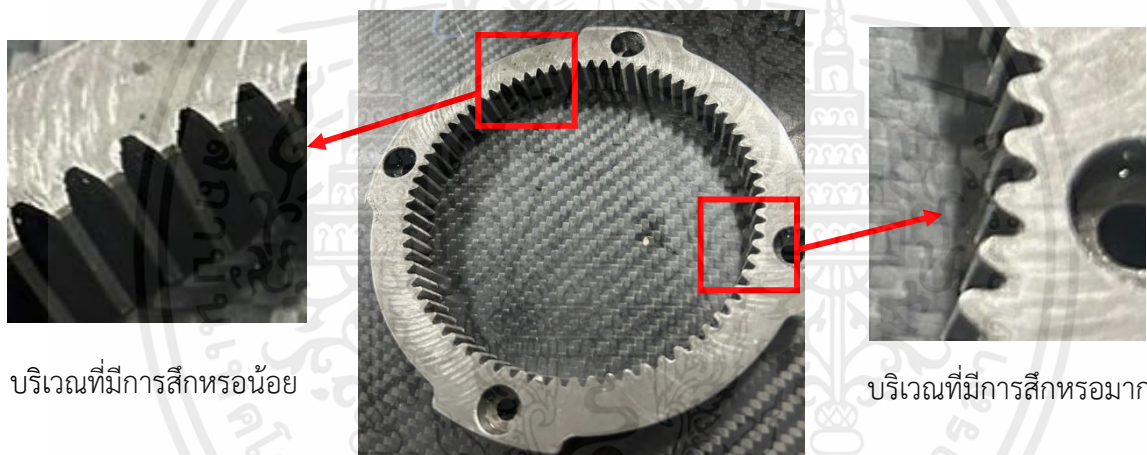
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.3 ปัญหาที่เกิดขึ้น

1. ด้วยระยะเวลาที่จำกัดทำให้ผู้วิจัยไม่สามารถทำการทดสอบการสึกหรอของเฟือง (Gear wear testing) และทดสอบความล้าจากการใช้งานของเกียร์ (Gear fatigue testing) เพื่อเป็นการยืนยันว่าเกียร์สามารถใช้แข่งได้ตามจุดประสงค์ที่ตั้งไว้ได้ทันเวลา

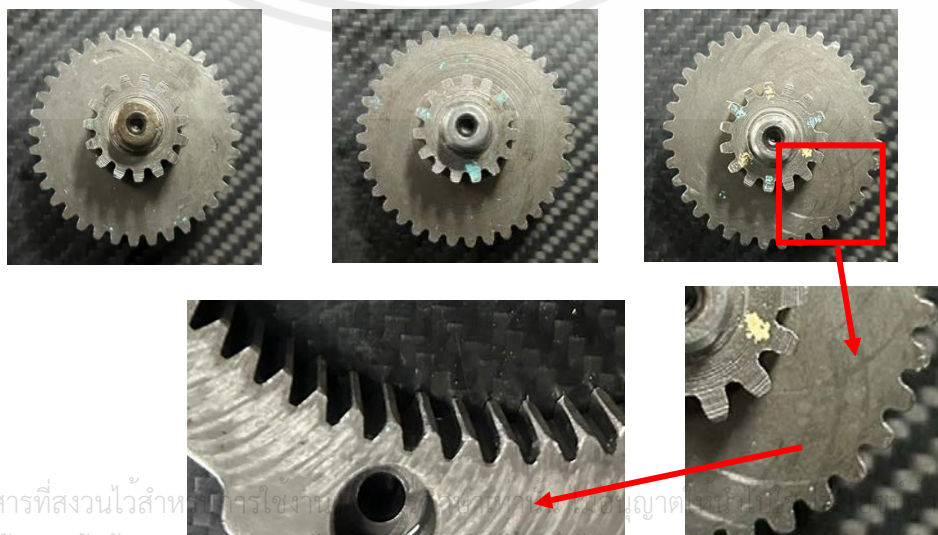
2. มอเตอร์ที่ต้องใช้ในการทดสอบเกิดความเสียหายจากการแข่งขัน และต้องส่งซ่อมเป็นระยะเวลานาน ทำให้ต้องยืดระยะเวลาทดสอบไปจากแผนเดิมที่วางไว้

3. ชิ้นงานที่ใช้ประกอบการวิจัยในครั้งนี้ จำเป็นต้องพึ่งการขึ้นรูปจากผู้ประกอบการภายนอกค่อนข้างมากทำให้การควบคุมเวลางานให้เป็นไปตามแผนงานทำได้ค่อนข้างยาก และชิ้นงานที่ขึ้นรูปมาไม่ได้ขนาดตามที่ออกแบบไว้ ทำให้การทำงานของชุดเฟืองเกิดการติดขัดเป็นบางจุด ซึ่งเป็นสาเหตุให้ชุดเฟืองมีการสึกหรอที่บริเวณฟันบางจุดมากกว่าบริเวณอื่น โดยการสังเกตด้วยสายตา



รูปที่ 5.1 บริเวณที่มีการสึกหรอเกิดขึ้น

และการไม่ได้ศูนย์ของสไปนดที่เพิ่มขึ้นเดียวกับ Secondary planet gear เป็นอีกสาเหตุหนึ่งที่ทำให้เกิดการสึกหรอในบางจุดมากกว่าจุดอื่น และสร้างความเสียหายต่อ ring gear โดยเห็นเป็นร่องรอยที่เฟืองเกิดการเสียดสีกัน



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเท่านั้น ไม่สามารถเผยแพร่โดยไม่ผ่านการคัดค้านได้
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 5.2 แสดงความเสียหายที่เกิดขึ้นบริเวณผิวของเฟือง

4. ชุดเฟืองและเสื้อ มีการออกแบบที่ค่อนข้างซับซ้อนด้วยข้อจำกัดต่างๆเนื่องจากเป็นระบบอินวิสิเบิลมอเตอร์ ทั้งด้านพื้นที่ด้านในล้อ ขนาดของลูกปืน ขนาดของมอเตอร์ การประกอบ การใส่สารหล่อลื่น การระบายความร้อน ทำให้การถอดประกอบทำได้ค่อนข้างยากและหลายขั้นตอน



รูปที่ 5.3 แสดงการถอดแยกชิ้นส่วนของชุดเฟืองหลังทำการทดสอบ

5.4 ข้อเสนอแนะ

1. เนื่องจากชิ้นงานจริงที่ผลิตออกมามีน้ำหนักที่ค่อนข้างมากถึง 1.6 กิโลกรัม ทำให้ Unsprang mass เพิ่มขึ้นซึ่งไม่เป็นผลดีต่อระบบช่วงล่าง โดยจากการ Simulation พบว่ามีบางส่วนที่ยังสามารถปรับปรุงการออกแบบรูปทรงของชุดเฟืองให้มีน้ำหนักเบาลงได้อีก โดยยังสามารถใช้งานในรูปแบบเดิมได้
2. ในขณะที่ใช้งานจริงชุดเฟืองแพลนเนทาร์จะมีความร้อนเกิดขึ้น เนื่องจากมีการใช้งานที่รอบสูง ทำให้จำเป็นต้องมีน้ำมันเกียร์มาช่วยในการหล่อลื่นและระบายความร้อนออกจากชุดเฟือง ในการพัฒนาชุดเฟืองนี้ ควรจะคำนึงถึงชุดเสื้อ ที่มีระบบต่างๆรองรับการใช้น้ำมันเกียร์ด้วยอาทิเช่น ช่องสำหรับติดตั้งซีลยางกันน้ำมัน ระบายไอน้ำมันเกียร์ รูสำหรับเติมและถ่ายน้ำมันเกียร์ เป็นต้น
3. ควรออกแบบชุดเสื้อให้สามารถถอดประกอบได้ง่ายขึ้น โดยการเพิ่ม Dowel Pin เพื่อทำให้การประกอบแม่นยำขึ้นและไม่เสียเวลาในการเล็งรูนี้่อต
4. เปลี่ยนรูปแบบเพลาสไปลน์จากที่เป็นชิ้นเดียวกับ Secondary planet gear ให้เป็นแบบแยกชิ้นแทน โดยวิธีนี้จะทำให้เพลาสไปลน์ได้ศูนย์มากกว่า
5. ตรวจสอบชิ้นงานที่ได้รับจากผู้ประกอบการภายนอกให้แม่นยำที่สุดโดยอ้างอิงจากขนาดของชิ้นงานและค่า tolerance เพื่อลดความผิดพลาดจากการขึ้นรูปชิ้นงานที่จะมีผลต่อการใช้งานจริง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

6. ในขั้นตอนการทดสอบควรมีการทดสอบการสึกหรอของเฟือง (Gear wear testing) และการทดสอบความล้าของเฟือง (Gear fatigue testing) เพื่อเป็นการยืนยันอีกช่องทางหนึ่งว่าชุดเฟืองสามารถใช้ได้ตามระยะเวลาที่เราต้องการ



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บรรณานุกรม

หนังสือ

- [1] Richard G. Budynas, Keith J. Nisbett – Shigley’s Mechanical Engineering Design in SI Units- McGraw-Hill Education (2021).
- [2] WILLIAM D. CALLISTER, JR., DAVID G. RETHWISCH - Materials Science and Engineering An Introduction William David 10th edition (2018).
- [3] POLITECNICO DI TORINO Corso di Laurea Magistrale in Automotive Engineering Tesi di Laurea Magistrale Design and manufacturing of a formula student car gear-box.
- [4] ME 351 - Formula Electric In-Hub Motor System for Formula SAE Electric University of Wisconsin - Madison Authors: William Kucinski, Rocky Liang, Chad Davis, Matt Masucci.
- [5] รองศาสตราจารย์ ชีระยุทธ สุวรรณประทีป - วิศวกรรมยานยนต์ Automotive Engineering สำหรับวิชา วิศวกรรมยานยนต์และกลศาสตร์ยานยนต์ (พิมพ์ซ้ำครั้งที่ 12, กันยายน พ.ศ. 2555).
- [6] อังศิร ศรีภคกร และ กัณติพันธ์ เตชะกิตติโรจน์ - ยานยนต์ไฟฟ้า พื้นฐานการทำงานและการออกแบบ – สำนักพิมพ์แห่งจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย (พิมพ์ซ้ำครั้งที่ 2, พ.ศ. 2556).

เว็บไซต์

- [1] SAE International, FSAE Rules 2023 Version 2 Published FORMULA SAE SERIES
from <https://www.fsaeonline.com/>
- [2] Tec-science.com : Transmission ratios of planetary gears (Willis equation)
from <https://www.tec-science.com/mechanical-power-transmission/planetary-gear/transmission-ratios-of-planetary-gears-willis-equation/>
- [3] Tec-science.com : Willis equation for planetary gears (
from <https://www.tec-science.com/mechanical-power-transmission/planetary-gear/willis-equation-for-planetary-gears/>

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

[4] What is the difference between Hooke's Law and Young's Modulus? (2022)

from <https://engineering.stackexchange.com/questions/50213/what-is-the-difference-between-hookes-law-and-youngs-modulus>

[5] Marples Gears, Inc. : Gear Tooth Profile (2019)

from <https://www.marplesgears.com/2018/05/gear-tooth-profile/>

[6] Mechtics : Gear terminology with definition (2023)

from <https://mechtics.com/machine/theory-of-machines/gear-terminology-with-defination>

[7] Thai parkerizing : การทดสอบความแข็งของวัสดุ (Hardness Test)

from <https://www.thaiparker.co.th/th/articles/laboratory-services/hardness-test-methods>

[8] APITECH : มาทำความรู้จักกับไดโน (Dynamometer)

from <https://www.anttech2017.com/en/post/dyno>

[9] Committee on Energy, Thai Chamber of Commerce : Driving Cycle รู้จักมาตรฐานระยะทางรถยนต์ไฟฟ้า NEDC, WLTP, CLTC, EPA

from <https://energy-thaichamber.org/nedc-wltp-cltc-epa/>

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



ภาคผนวก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก ก

ตารางรายการชิ้นส่วนชุดเฟืองแพลนetary

| Parts List | | | | |
|----------------|------------------------|----------|----------------------------------|------------|
| System | Assembly | Part No. | Part Name | Quantities |
| Gear Housing | A0101 - Gear Housing | 10101 | Wheel Spoke | 1 |
| | | 10102 | Outer Hub | 1 |
| | | 10103 | Inner Hub | 1 |
| | | 10104 | Outer Carrier | 1 |
| | | 10105 | Inner Carrier | 1 |
| | | 10106 | Carrier Post | 3 |
| | | 10107 | Motor Oil Seal Cover | 1 |
| | | 10108 | Rear Upright | 1 |
| | | 10109 | Holder Rear Upper A-Arm | 1 |
| | | 10110 | Shim | 3 |
| | | 10111 | Wheel Bearing, Ball, Deep Groove | 2 |
| Planetary Gear | A0201 - Planetary Gear | 20101 | Sun Gear | 1 |
| | | 20102 | Primary Planet Gear | 3 |
| | | 20103 | Secondary Planet Gear | 3 |
| | | 20104 | Ring Gear | 1 |
| | | 20105 | Gear Bearing, Ball, Deep Groove | 6 |

ตารางที่ ก.1 ตารางแสดงรายการชิ้นส่วนและจำนวนชิ้นของชุดเฟืองแพลนetary

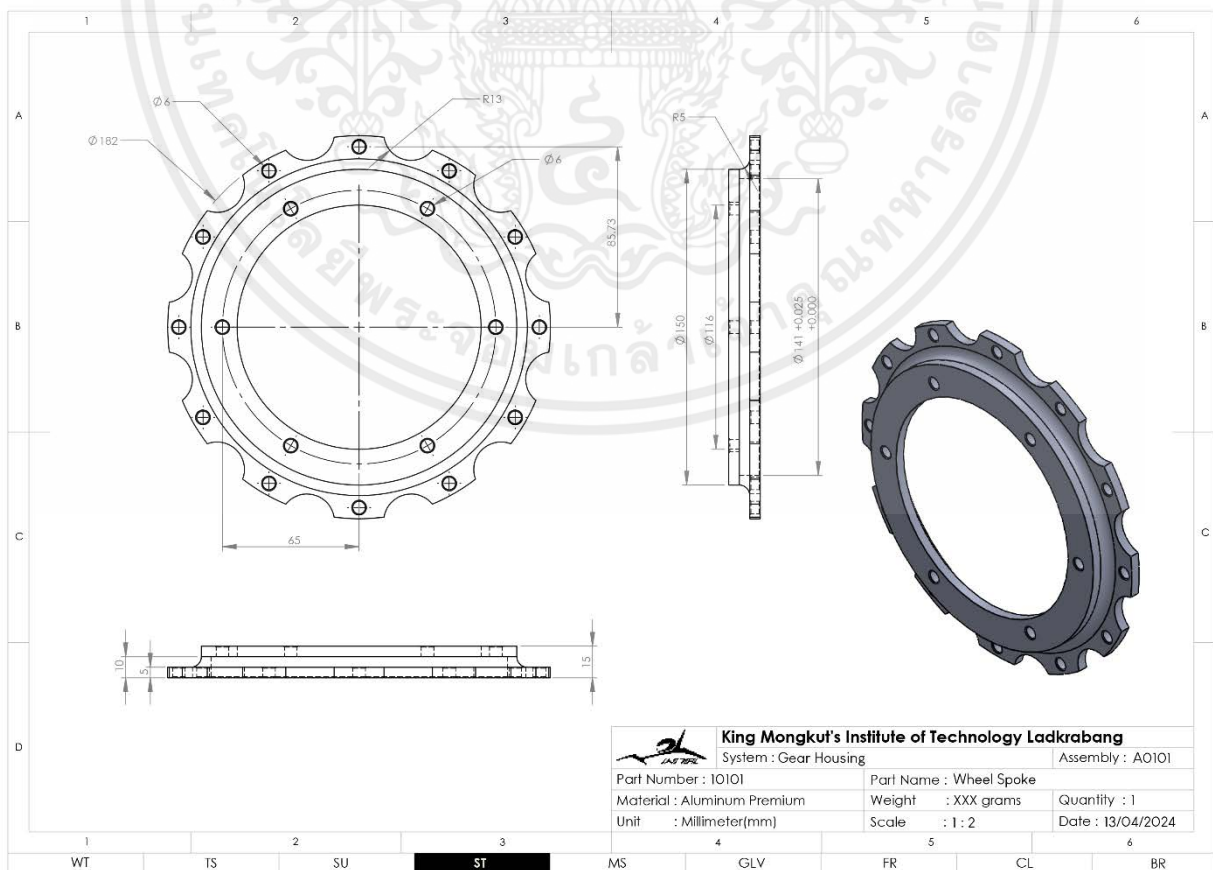
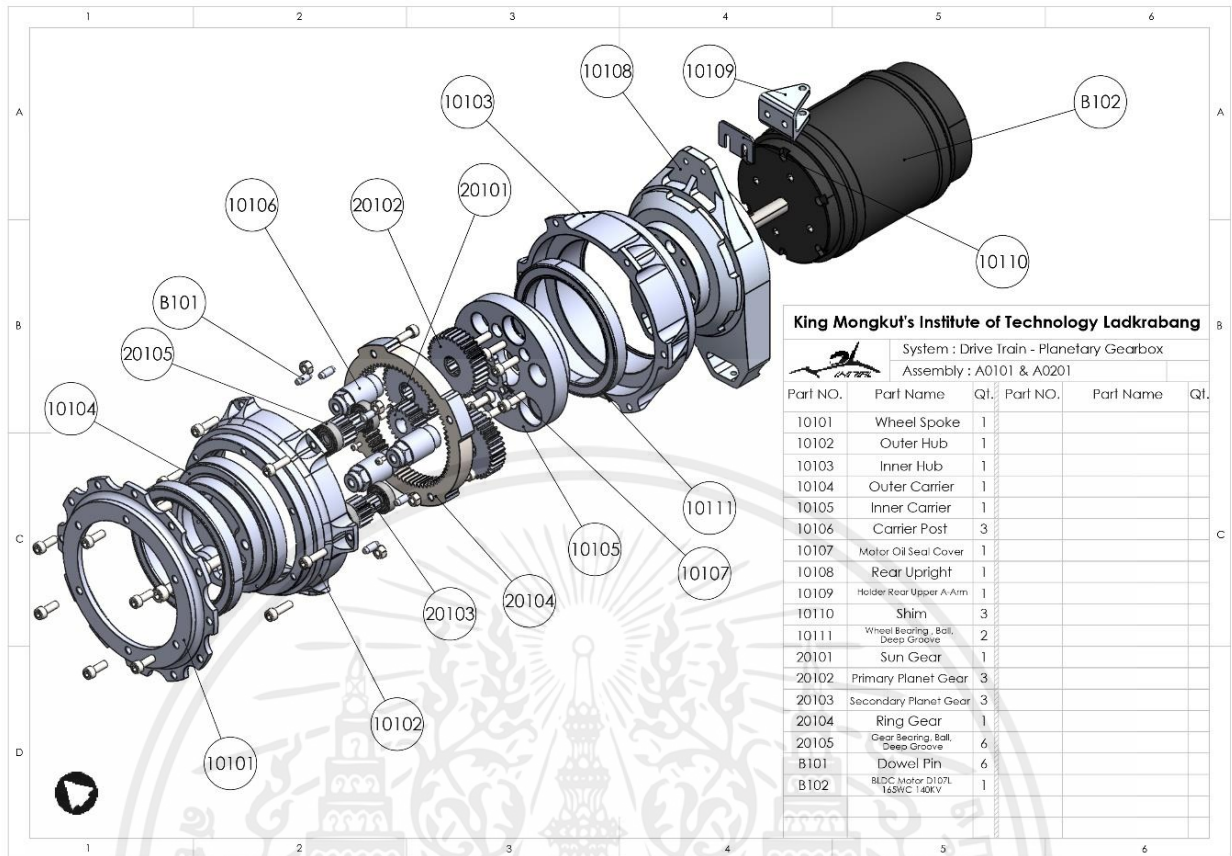
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



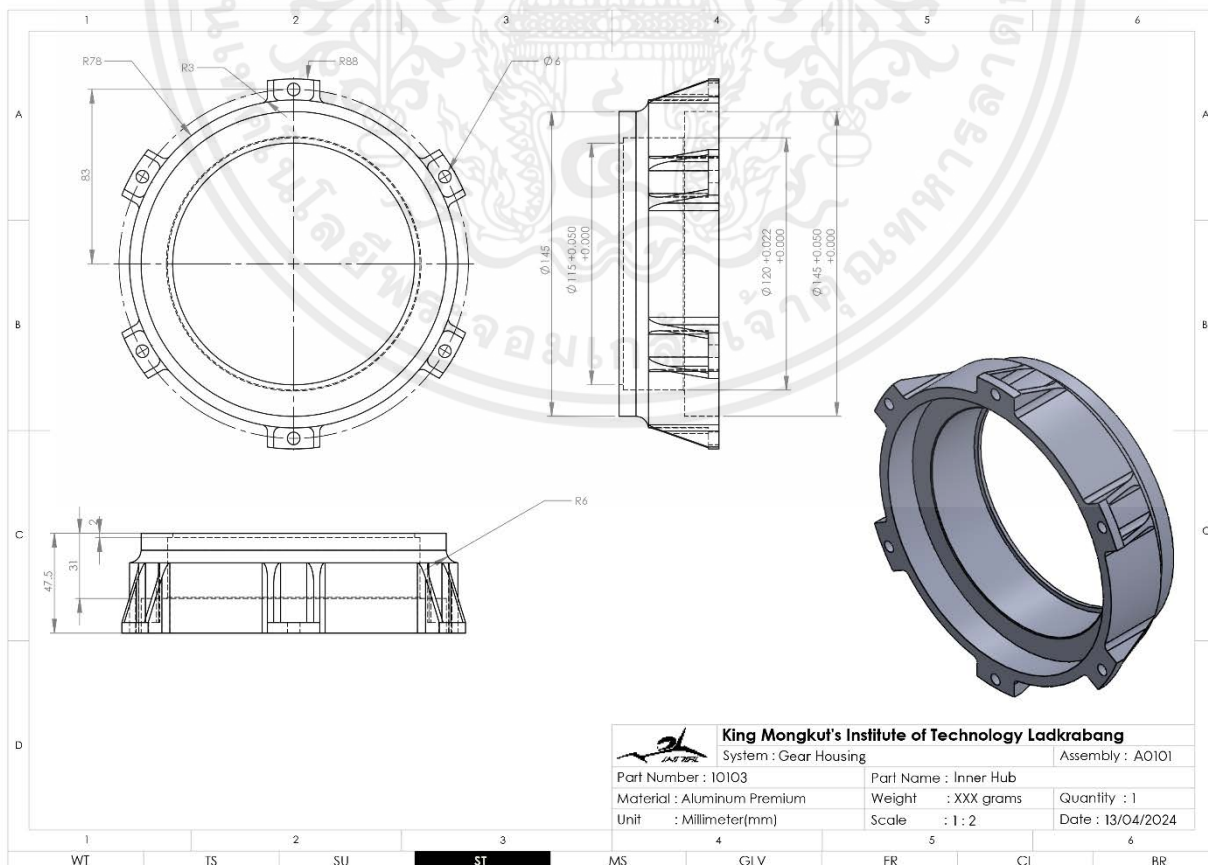
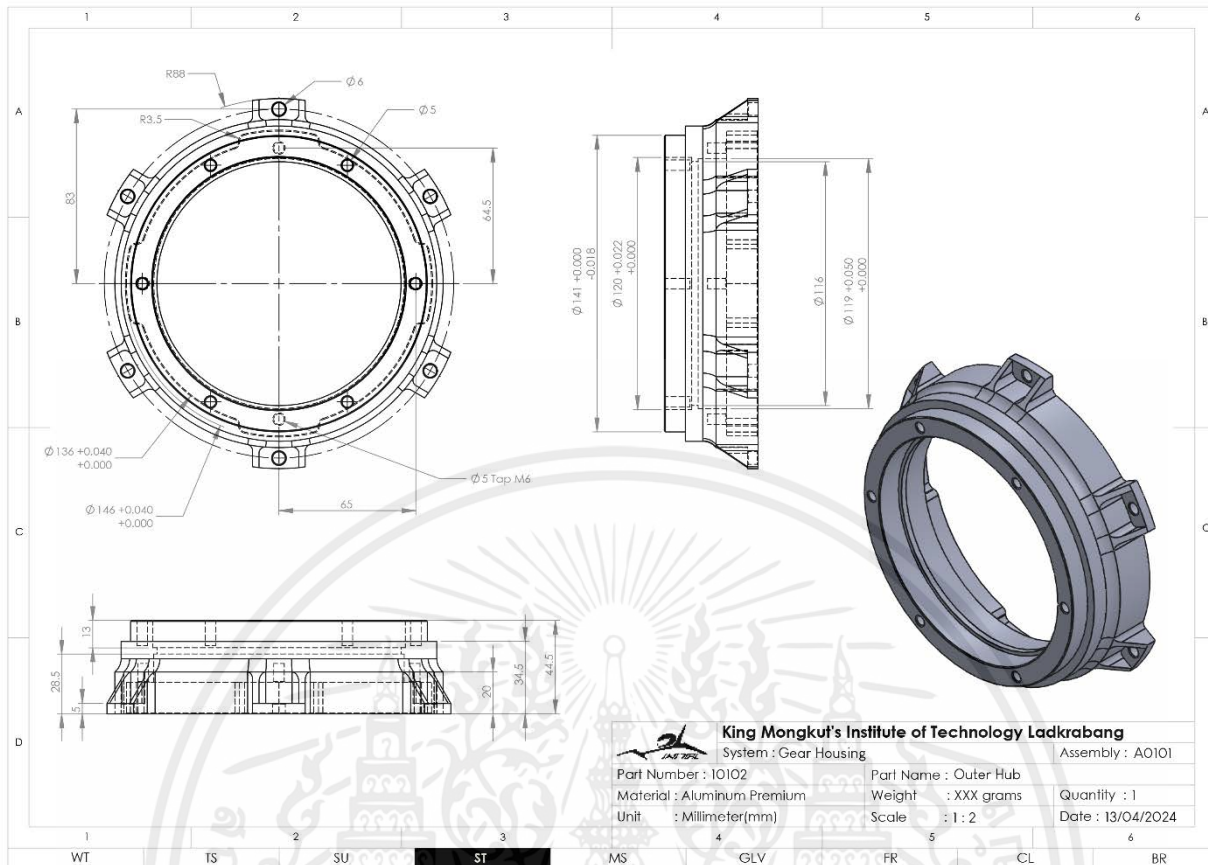
ภาคผนวก ข

แบบส่วนประกอบชุดเฟื่องพลเนทารี

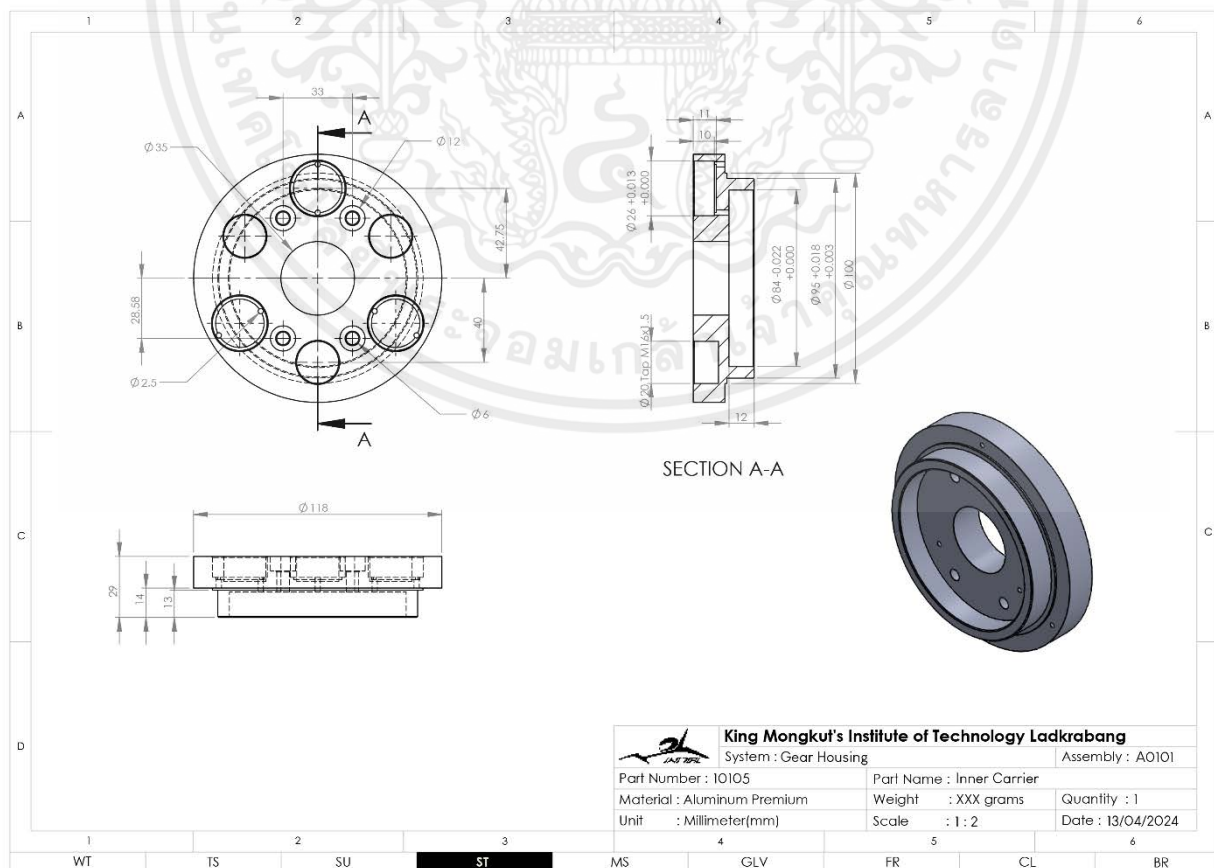
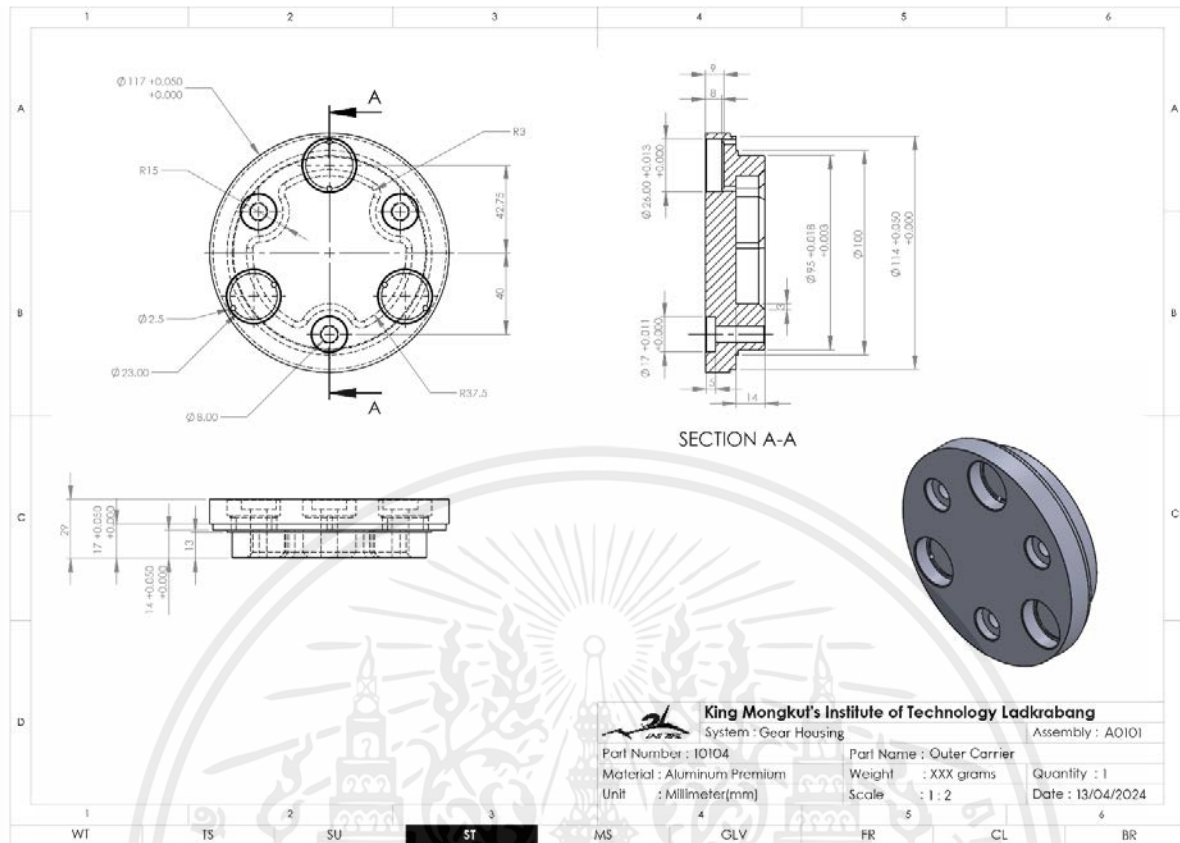
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



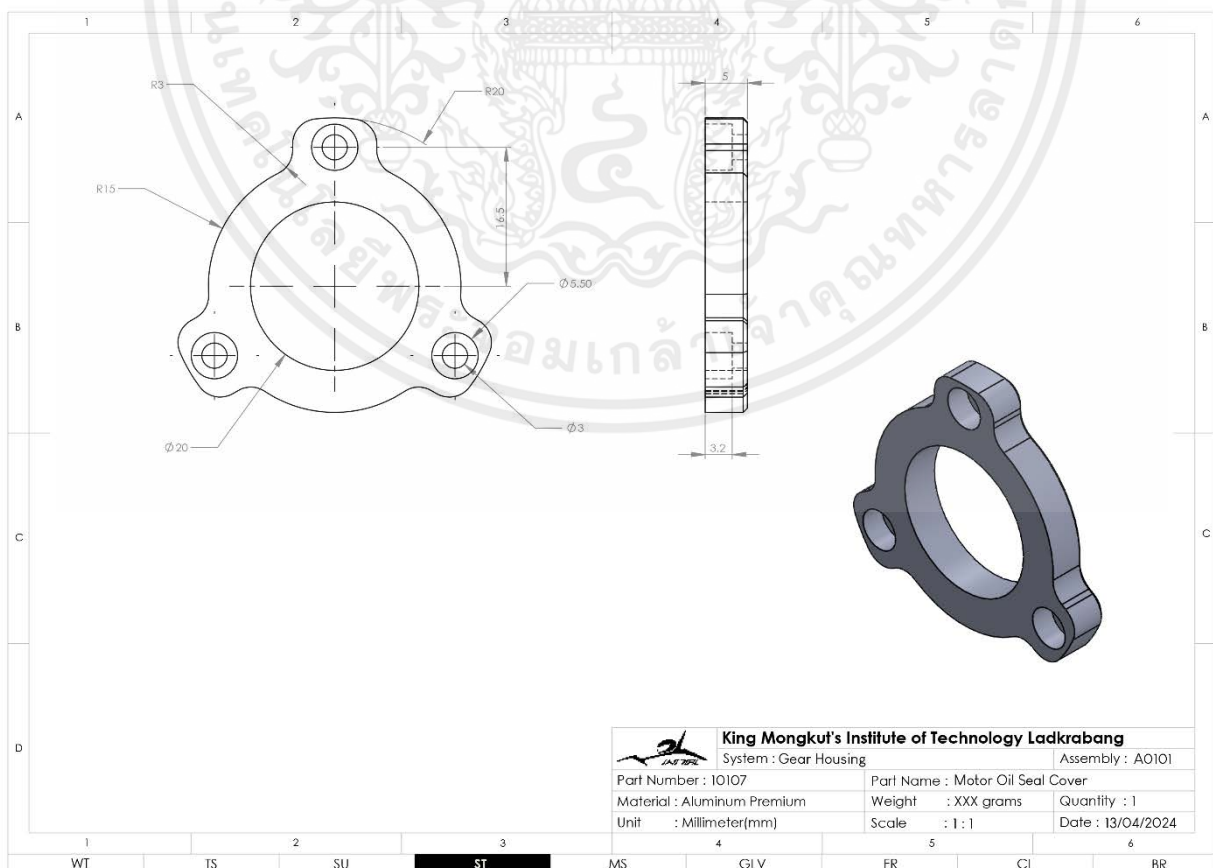
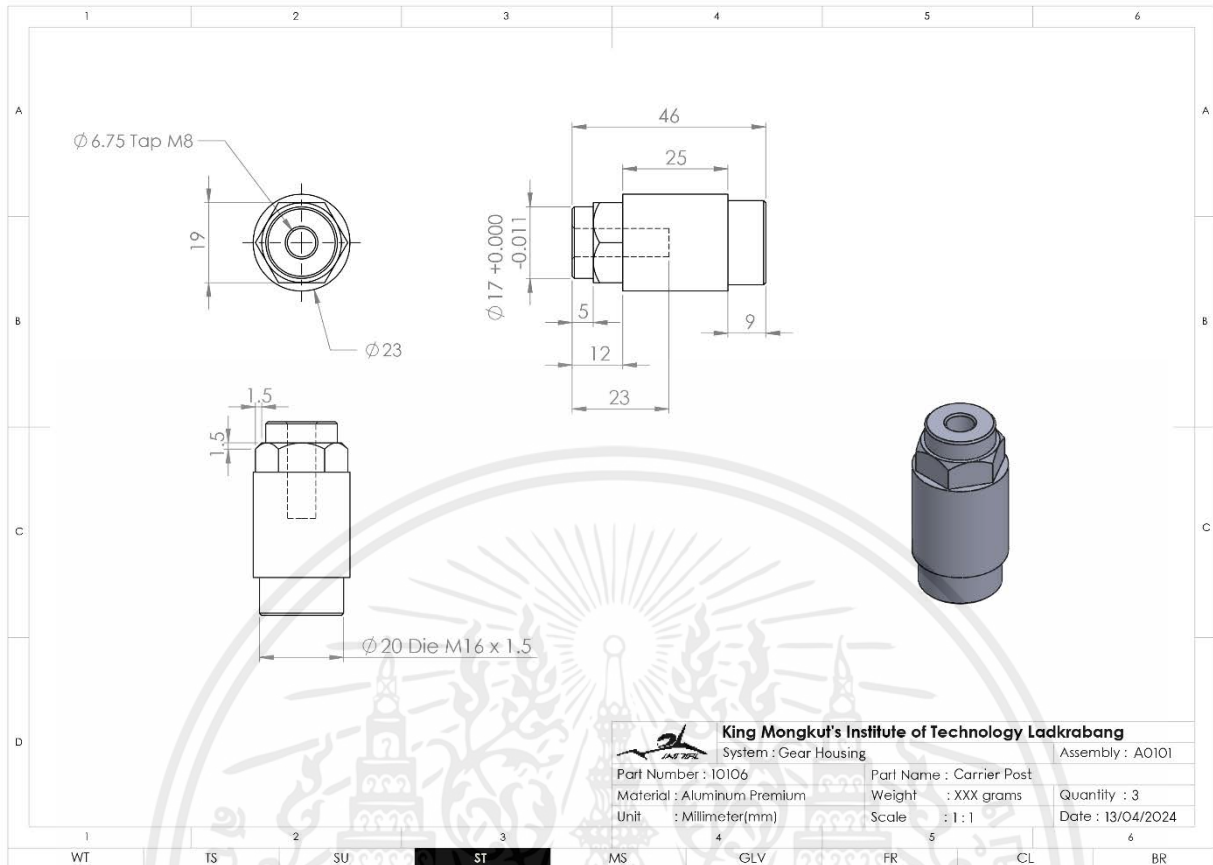
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ทางการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



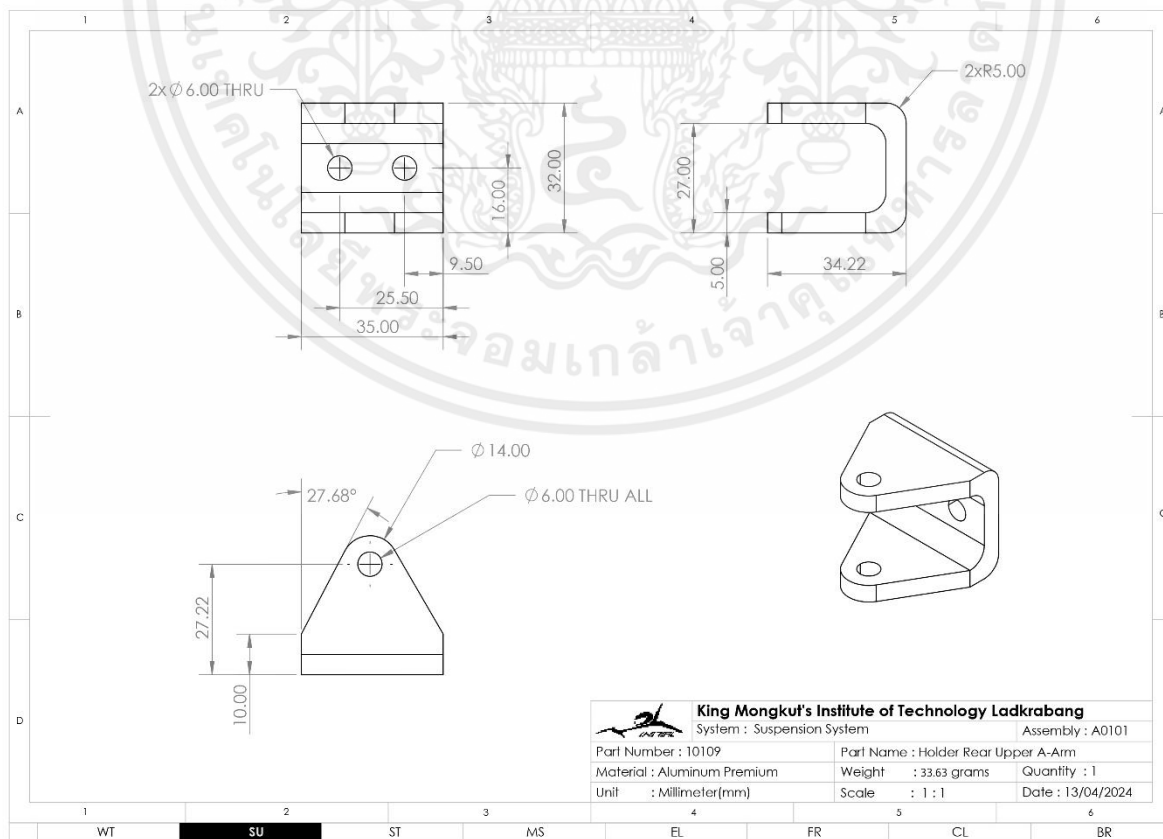
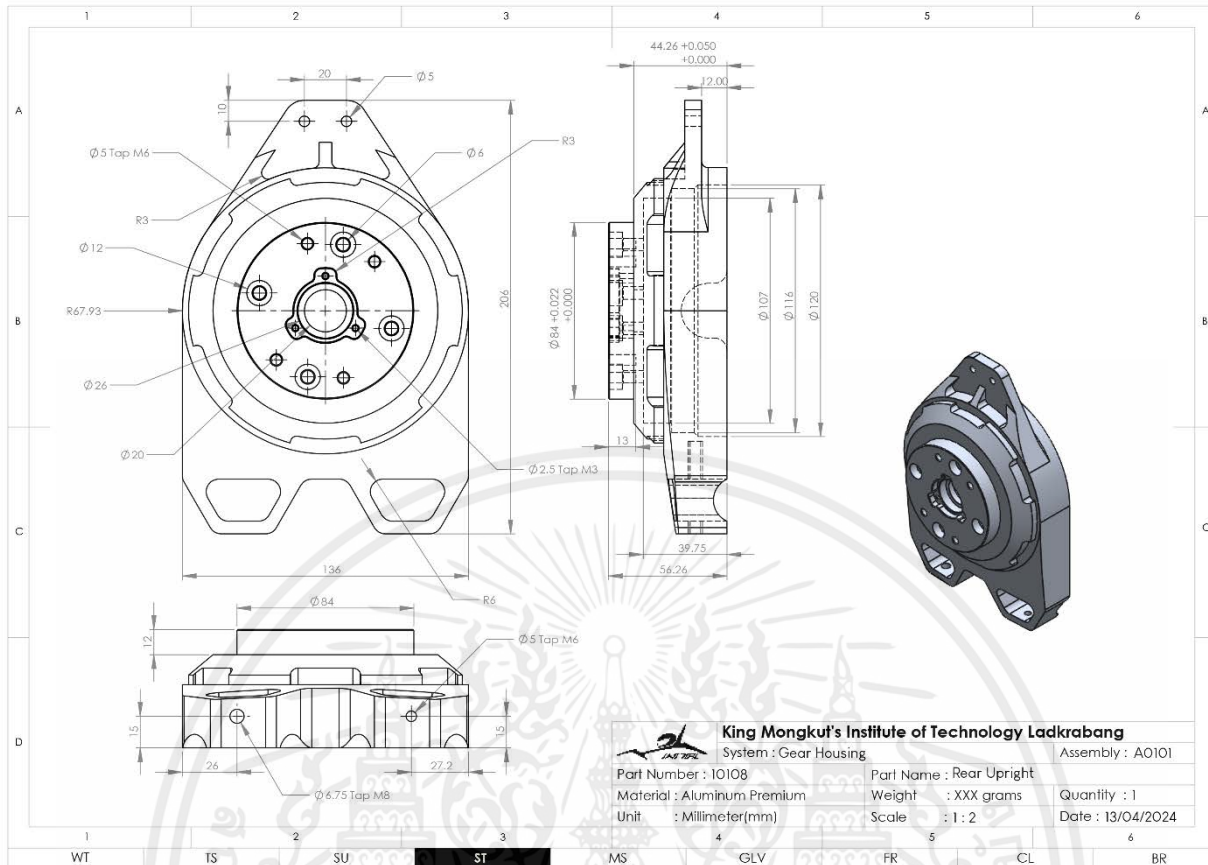
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ทางการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



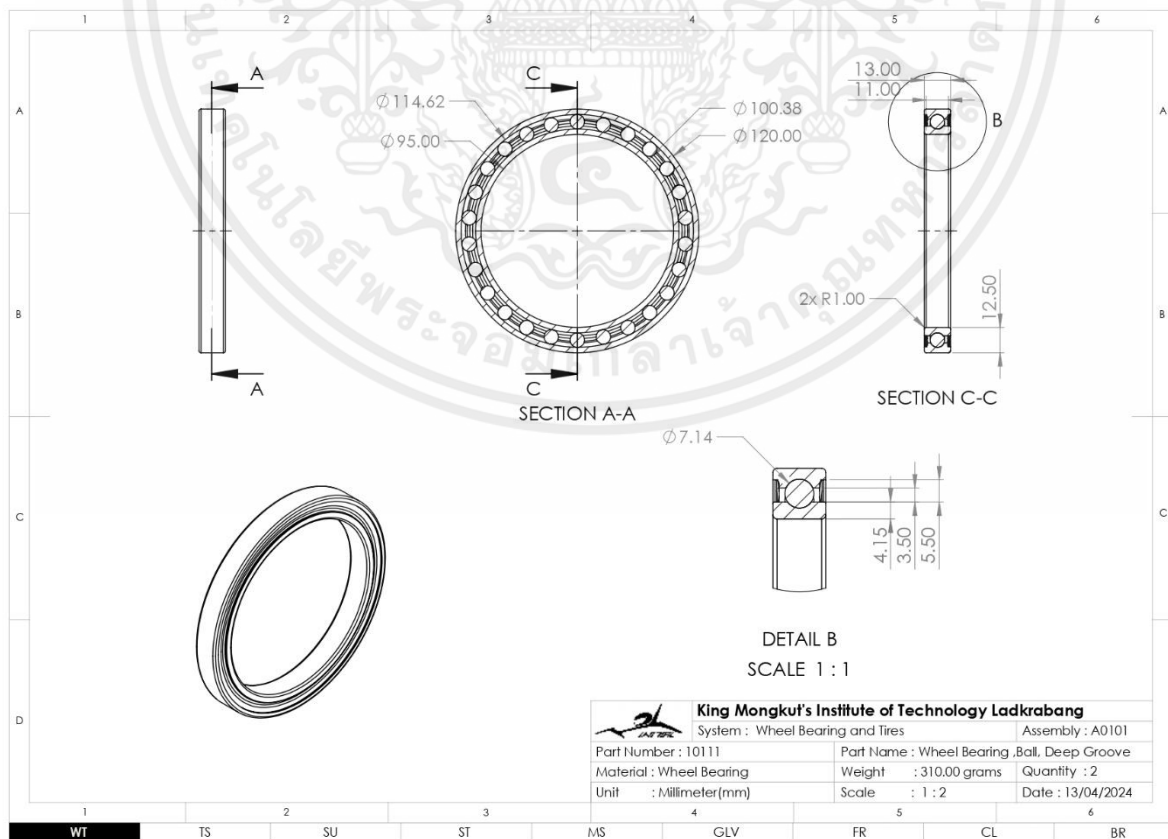
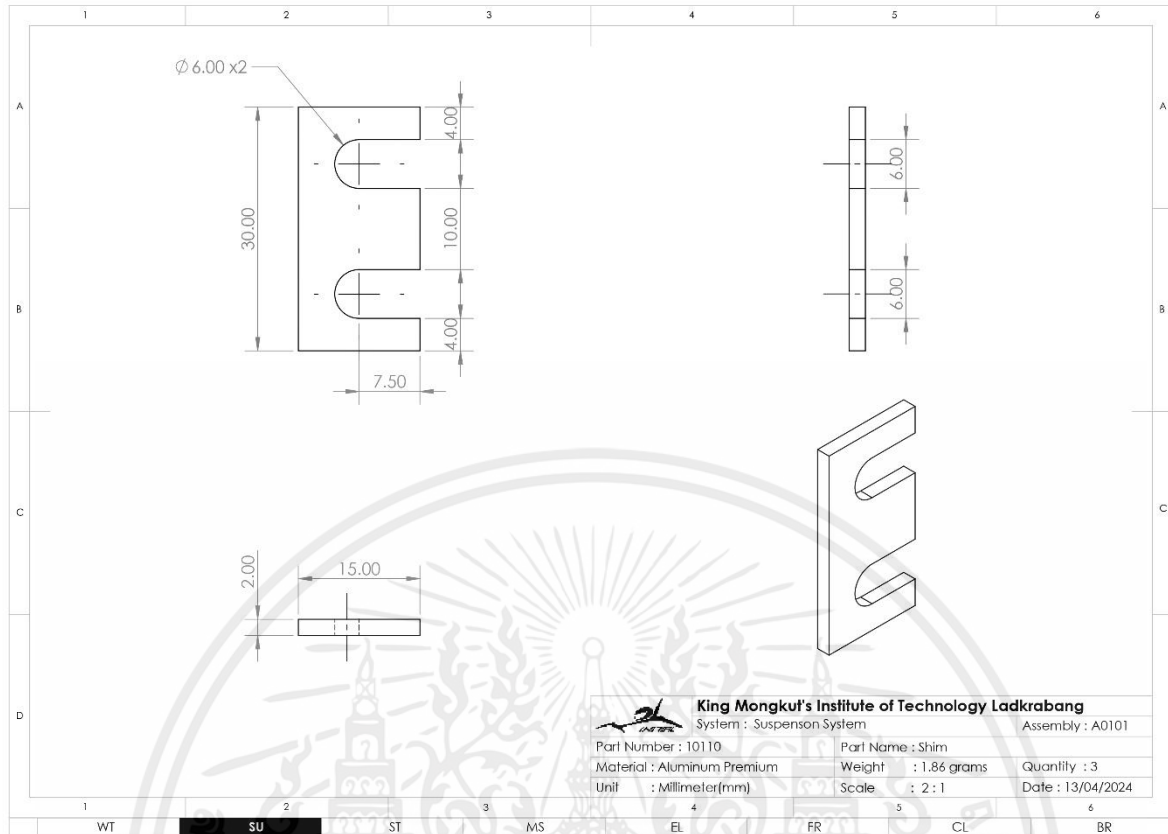
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ทางการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



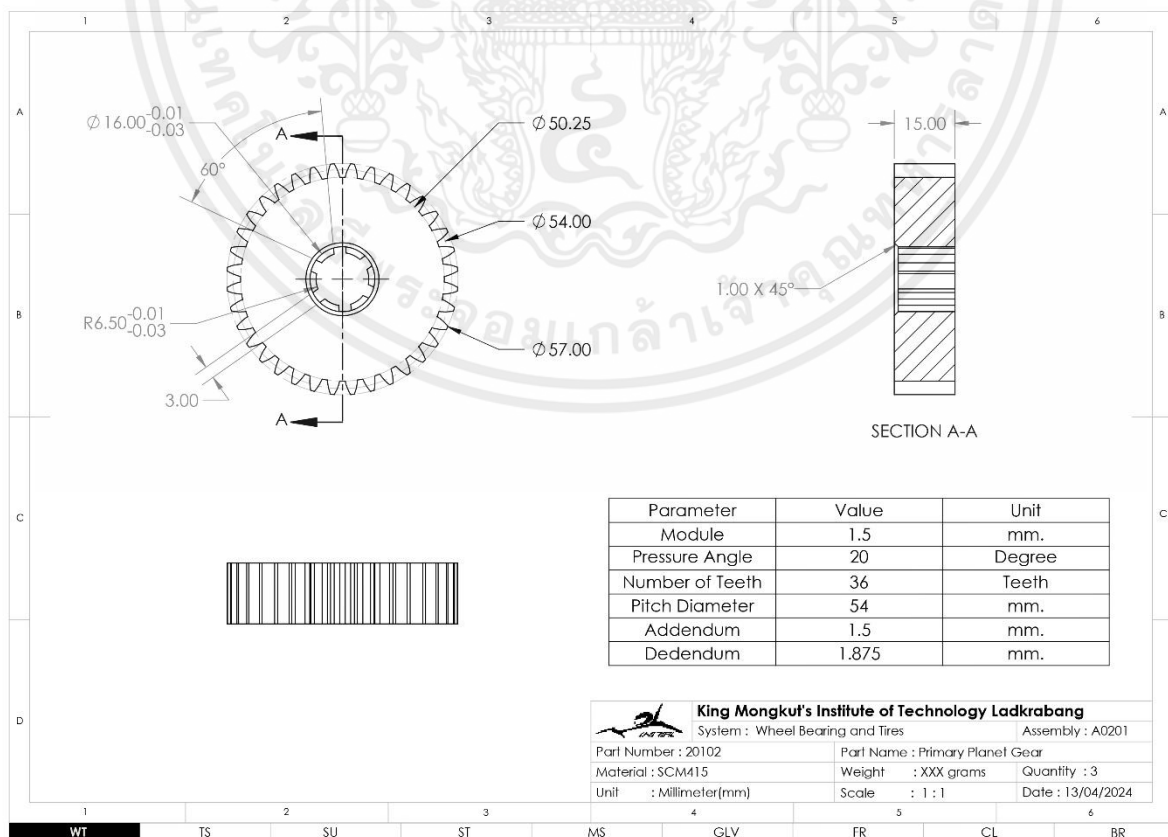
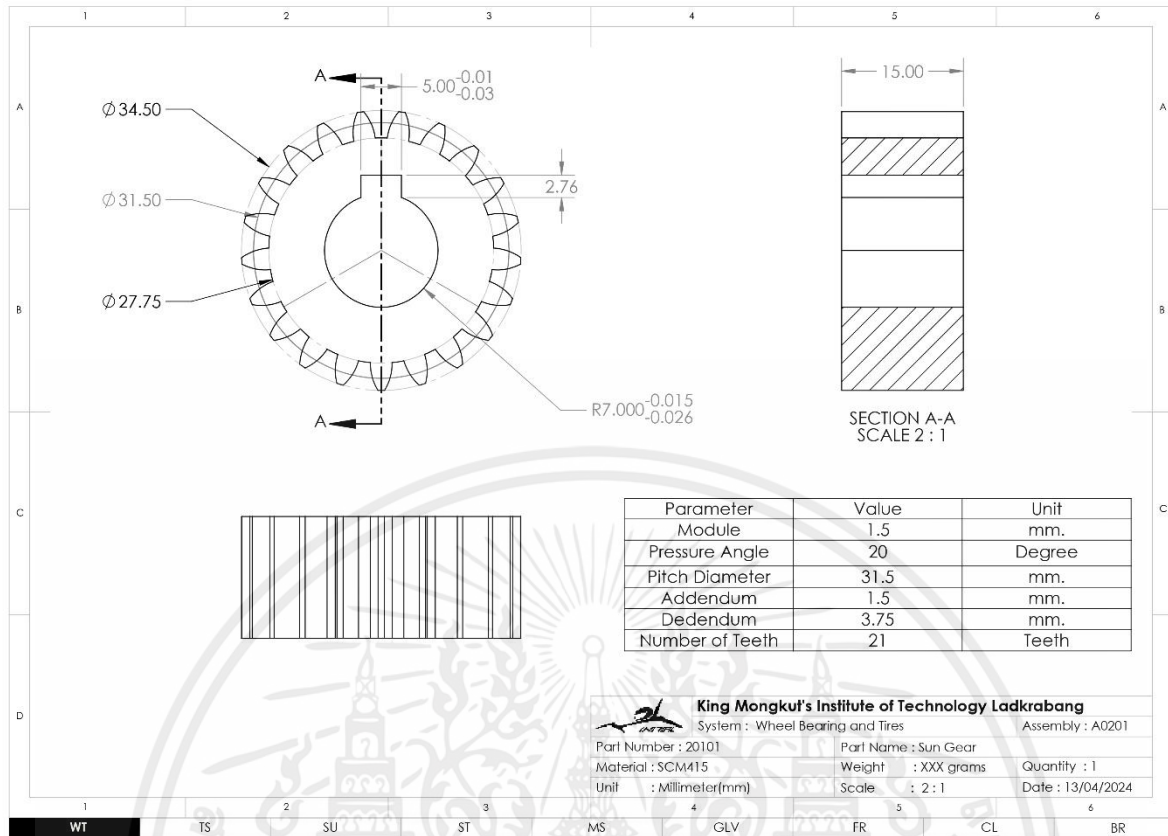
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ทางการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



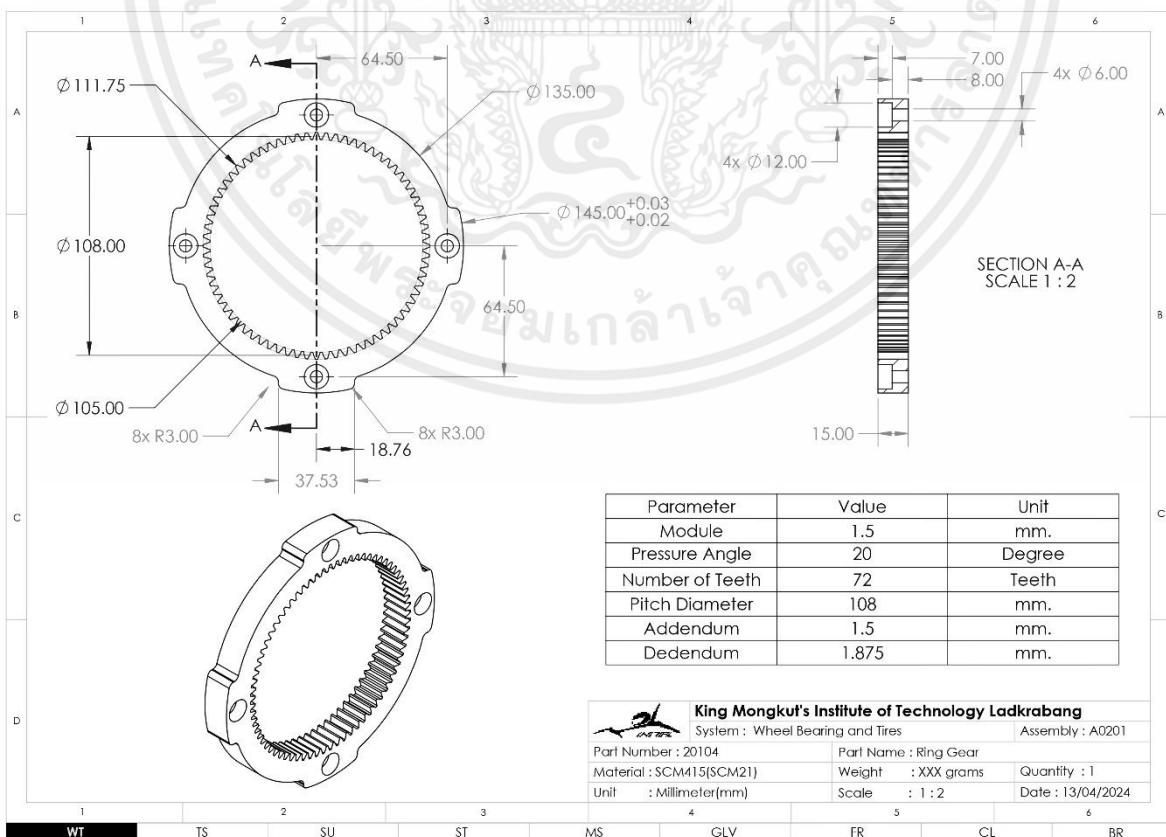
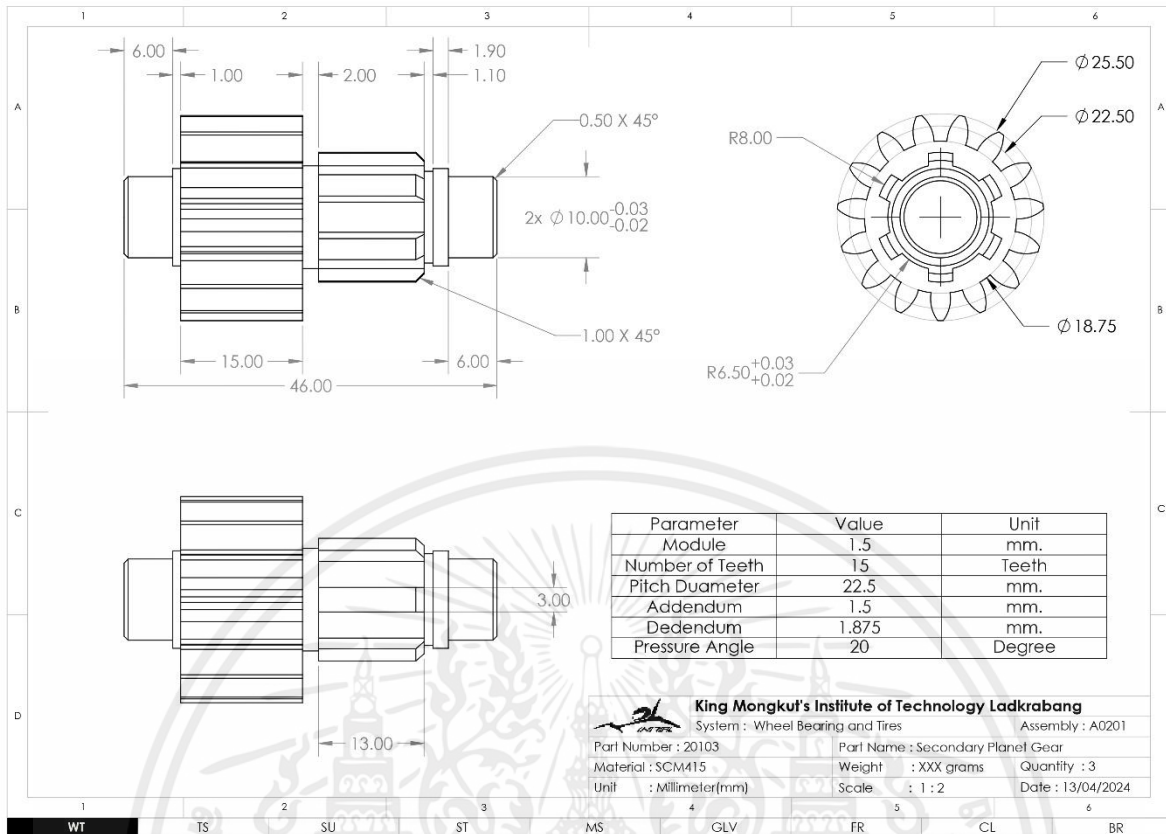
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



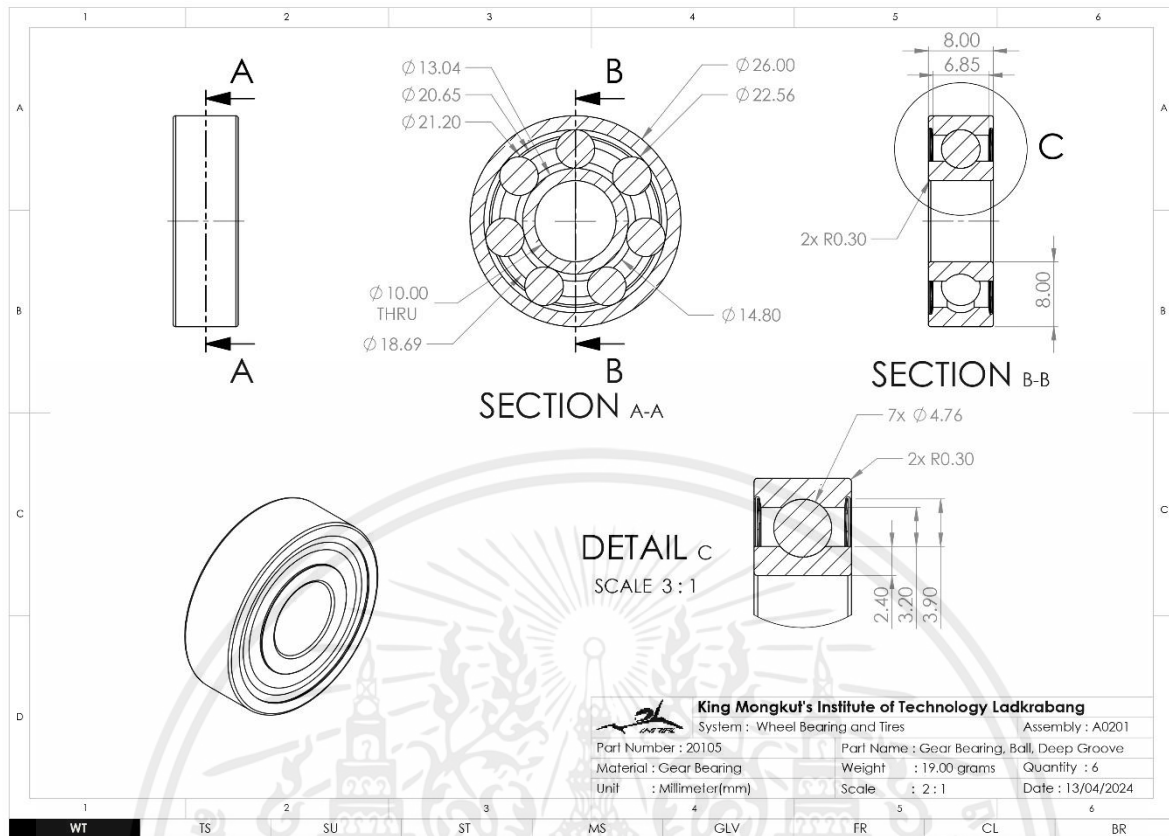
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นอนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ทางการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก ค

ตารางราคา

| รายการ | ผู้ผลิต | Model | ราคา/ชิ้น (บาท) | จำนวน | ราคารวม (บาท) | หมายเหตุ |
|--|----------------------------|-------------|--------------------|-------|------------------|---|
| Wheel Spoke | MosMod CNC | - | 4500.00 | 1 | 4500.00 | ได้รับการสนับสนุนการ ขึ้นรูปชิ้นงานเพื่อ การศึกษา |
| Outer Hub | MosMod CNC | - | 7500.00 | 1 | 7500.00 | |
| Inner Hub | MosMod CNC | - | 7500.00 | 1 | 7500.00 | |
| Outer Carrier | Partrich Precision | - | 4500.00 | 1 | 4500.00 | |
| Inner Carrier | Partrich Precision | - | 4500.00 | 1 | 4500.00 | |
| Carrier Post | Partrich Precision | - | 1000.00 | 3 | 3000.00 | |
| Motor Oil Seal Cover | Partrich Precision | - | 800.00 | 1 | 800.00 | |
| Rear Upright | Partrich Precision | - | 28500.00 | 1 | 28500.00 | |
| Holder Rear Upper A- Arm | Partrich Precision | - | 150.00 | 1 | 150.00 | |
| Shim | - | - | - | 3 | - | |
| Wheel Bearing, Ball, Deep Groove | SKF | 61819 2RS-1 | 7405.00 | 2 | 14810.00 | - |
| Sun Gear | ลานสกาฟันเฟือง | - | 800.00 | 1 | 800.00 | - |
| Primary Planet Gear | ลานสกาฟันเฟือง | - | 1000.00 | 3 | 3000.00 | - |
| Secondary Planet Gear | ลานสกาฟันเฟือง | - | 1200.00 | 3 | 3600.00 | - |
| Ring Gear | ลานสกาฟันเฟือง | - | 2000.00 | 1 | 2000.00 | - |
| Gear Bearing, Ball, Deep Groove | SKF | 6000-2Z | 85.00 | 6 | 510.00 | - |
| ค่าบริการชุบแข็งเฟืองโดย วิธีการ Caburizing | RIKA JTW Heat Treatment | RJ023/13456 | 535.00 | 1 | 535.00 | - |
| รวม | | | | | 86205.00 | บาท |

ตารางที่ ค.1 ตารางแสดงราคาของชิ้นส่วนในชุดเฟืองแพลนทารี

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก ง

รายชื่อร้านและบริษัทที่ผู้จำหน่ายอุปกรณ์ต่างๆ บริษัทผู้ให้การสนับสนุนการขึ้นรูปและให้ คำปรึกษาเกี่ยวกับชุดเฟืองแพลนเนทรี

1. บริษัทพาร์ทริช พรีซิชั่น จำกัด (PART RICH PRECISION COMPANY LIMITED)
ประกอบธุรกิจ : รับจ้างกลึง มิลลิ่ง คว้าน ไส เจียร โดยใช้วัสดุประเภทเหล็ก
ที่อยู่ : 70/4 หมู่ที่ 2 ถนนบางบ่อคลองด่าน ตำบลบางเพรียง อำเภอบางบ่อ จ.สมุทรปราการ 10560
หมายเหตุ : ให้การสนับสนุนการขึ้นรูปชิ้นงานในส่วนของ Housing เพื่อใช้ในการทดสอบชุดเฟือง
แพลนเนทรี
2. ร้าน MTM custom gear ratios โดย คุณสันติ ภูสุนทรธรรม
ประกอบธุรกิจ : รับจ้างขึ้นรูปฟันเฟืองสำหรับรถยนต์ และรถแข่งทุกชนิด
ที่อยู่ : 1596 1598 ซ.สุขุมวิท 77 สวนหลวง เขตสวนหลวง กรุงเทพมหานคร 10250
หมายเหตุ : ให้การสนับสนุนด้านคำปรึกษาเกี่ยวกับการออกแบบ ขึ้นรูปชิ้นงานชุดเฟืองแพลนเนทรี
และแนะนำวิธีการแก้ไขปัญหาเกี่ยวกับชุดเฟืองระหว่างการทดสอบ
3. บริษัท กรุงเทพเหล็กกล้า จำกัด (Bangkok Special Steel Co., Ltd.)
ประกอบธุรกิจ : ผู้แทนจำหน่ายและคลังสินค้าเหล็กกล้า
ที่อยู่ : สาขาเทพารักษ์ 130/11 ถนนเทพารักษ์ ตำบลบางเสาธง อำเภอบางเสาธง จังหวัด
สมุทรปราการ 10540
4. บริษัท ริกา เจทีดับบลิว ฮีททรีทเม้นท์ จำกัด (RIKA JTW HEAT TREATMENT CO.,LTD)
ประกอบธุรกิจ : รับจ้างชุบแข็งโลหะทุกชนิดประกอบกิจการรับจ้างกลึงไสชิ้นงานเหล็กทุกชนิด
ที่อยู่ : 789/63 หมู่ที่ 1 ตำบลหนองขาม อำเภอศรีราชา จ.ชลบุรี 20110
5. บริษัท สตีล แอนด์ ทูลส์ จำกัด (STEEL & TOOLS CO.,LTD.)
ประกอบธุรกิจ : นำเข้าและจำหน่ายเหล็กกล้า, เหล็กกล้าเกรดพิเศษจากประเทศเยอรมันและยุโรป
รวมถึงการบริการทั้งตัดยกแผ่น, ยกเส้น หรือตามใบสั่งซื้อของลูกค้า
ที่อยู่ : 255 ซอยโชคชัยจงจำเริญ ถนนพระรามที่ 3 แขวงบางโพงพาง เขตยานนาวา กรุงเทพมหานคร
10120

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก จ

เอกสารการทดสอบค่าความแข็งจากโรงชุบ

| | | | | | | | | |
|----------------|-----------|--|--------|-----------------|------------------|-----------------------------|----------------|-------------|
| | | RIKA JTW HEAT TREATMENT CO.,LTD บริษัท ริกา เจทีดับบลิว อีททีเอ็มที จำกัด | | | | QA-FR-01 | Rev.00 | |
| Customer Name | | คณะวิศวกรรมศาสตร์ | | | | Effective Date: 02-Dec-2013 | | |
| Production No. | | UC3-24-02-0073-CB-T-2/2 | | | | FINAL INSPECTION REPORT | | |
| | | Process : | | | | CARBURIZING & TMEPERING | | |
| No. | Part Name | Part No. | Mat'l | Receiving Order | Customer Lot No. | Pack | Quantity (Pcs) | Weight (kg) |
| 1 | GEAR | - | SCM415 | RJ023/13456 | ชุด GEAR | 1 | 8 | 1.60 |

| | | | | | | |
|-----|---|-------------|-----------|---------------|-----------------|------------------------------------|
| No. | Inspection Item | Frequency | Equipment | Specification | Result | <p>Surface Hardness Test Point</p> |
| 1 | Surface Hardness | 3 Pcs / Lot | Rockwell | 58-64 HRC | 60.6 HRC | |
| 2 | Appearance for Rust, Scale, Don't Mixed | 5 Pcs / Lot | Visual | GOOD | GOOD | |

Free RoHS

| Sample | LAB : 001 Scale : HRC | | | | | Sample | LAB : Scale : | | | | | Sample | LAB : | | |
|--------|---------------------------------|---------|---------|---------|---------|--------|------------------------------|---------|---------|---------|---------|---------|-----------------|---------|---------|
| | Point of Check Surface Hardness | | | | | | Point of Check Core Hardness | | | | | | Torque / Magari | | |
| | Point 1 | Point 2 | Point 3 | Point 4 | Average | | Point 1 | Point 2 | Point 3 | Point 4 | Point 5 | Average | | Point 1 | Point 2 |
| No.1 | 60.5 | 61.0 | 61.0 | | 60.8 | No.1 | | | | | | | No.1 | | |
| No.2 | 60.0 | 60.5 | 60.5 | | 60.3 | No.2 | | | | | | | No.2 | | |
| No.3 | 61.0 | 60.5 | 60.5 | | 60.7 | No.3 | | | | | | | No.3 | | |
| No.4 | | | | | | No.4 | | | | | | | No.4 | | |
| No.5 | | | | | | No.5 | | | | | | | No.5 | | |
| No.6 | | | | | | No.6 | | | | | | | No.6 | | |
| No.7 | | | | | | No.7 | | | | | | | No.7 | | |
| No.8 | | | | | | No.8 | | | | | | | No.8 | | |
| No.9 | | | | | | No.9 | | | | | | | No.9 | | |
| No.10 | | | | | | No.10 | | | | | | | No.10 | | |
| USL | 64 | 64 | 64 | 64 | 64 | USL | | | | | | | USL | | |
| CL | 61 | 61 | 61 | 61 | 61 | CL | | | | | | | CL | | |
| LSL | 58 | 58 | 58 | 58 | 58 | LSL | | | | | | | LSL | | |

Surface Hardness

Hardness/HRC

Point 1 Point 2 Point 3

—●— Point 1 —○— Point 2 —▲— Point 3 * LSL - - - CL * USL

| | | | | | | |
|-------------|--------------|--|-----------------|------------------|-------------------|----------------------|
| JUDGEMENT : | OK / PASS | | Issued By : | Checked By : | Approved By : | Date : 20-02-2024 |
| | NC / NO PASS | | | | | |

PINTHONG INDUSTRIAL ESTATE 789/63 MOOI, NONGKHAM, SRIRACHA CHONBURI 20230 TEL : (038) 348-060-3 FAX : (038) 348-064

รูปที่ จ.1 เอกสารแสดงผลการทดสอบค่าความแข็งจากโรงชุบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้