

ระบบตรวจสอบและประเมินชุดเกียรติยศโดยสภาระหว่างเมือง  
ด้วยโปรแกรมแลปวิว



วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต  
สาขาวิชาวิศวกรรมเมคคาทรอนิกส์  
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี  
ปีการศึกษา 2563

**MONITORING AND EVALUATION FOR CITY BUS  
TRANSMISSION BASED ON LABVIEW PROGRAM**



**Phathara Chaithaweeep**

**A Thesis Submitted in Partial Fulfillment of the Requirement for the  
Degree of Master of Engineering in Mechatronics Engineering**

**Suranaree University of Technology**

**Academic Year 2019**

## ระบบตรวจสอบและประเมินชุดเกียรติบัตรโดยสภาระหว่างเมืองด้วยโปรแกรมแลปวิว

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี อนุมัติให้นักวิทยานิพนธ์ฉบับนี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษา  
ตามหลักสูตรปริญญาวิทยาศาสตรบัณฑิต

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์



(ผศ. ดร. โสรสรา แจ้งการ)

ประธานกรรมการ



(รศ. ดร. จีระพล ศรีเสรีวงผล)

กรรมการ (อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์)



(รศ. ดร. บัณฑิต กฤตาคม)

กรรมการ



(รศ. ดร. นัตถชัย โชติชัยยางกูร)

รองอธิการบดีฝ่ายวิชาการและประกันคุณภาพ



(รศ. ดร. พรศิริ จงกล)

คณบดีสำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์



PHATTHARA CHAITHAWEEP : MONITORING AND EVALUATION  
FOR CITY BUS TRANSMISSION BASED ON LABVIEW PROGRAM.  
THESIS ADVISOR : ASSOC. PROF. JIRAPHON SRISERTPOL, Ph.D., 86  
PP.

AUTOMATIC TRANSMISSION SYSTEM/HYDRAULIC OIL PRESSURE  
LABVIEW PROGRAM

Many intercity buses are manufactured by Cherdchai Corporation Co.,Ltd. Almost all types of vehicles rely on an automatic transmission to control the speed and torque of the vehicle in motion. The automatic transmission used for the production of intercity buses requires a transmission system that has been used for at least 200000 kilometers. This thesis presents the design and the implementation of the inspection (testing) system for evaluating the automatic transmission system of intercity buses by using Labview program. By measuring the pressure and temperature of the hydraulic fluid from the automatic transmission in each gear, this data is collected by the Labview program compared to the standard assessment criteria from the manufacturer. The test results from the pressure measurement of all 2 models from 4 units of automatic transmission found that the hydraulic oil pressure of the new automatic transmission set and a well-maintained automatic transmission set is in the standard. On the other hand, the hydraulic oil pressure value of the automatic transmission that has not been serviced or maintained does not meet the manufacturer's standard.

School of Mechatronic Engineering

Academic year 2020

Student's Signature Phatthara  
Advisor's Signature Sirtpol

## กิตติกรรมประกาศ

ผู้วิจัยขอขอบพระคุณบุคคลและกลุ่มบุคคลต่อไปนี้ที่กรุณาให้คำปรึกษา แนะนำ ทั้งในด้านวิชาการและการดำเนินงานวิจัย

รองศาสตราจารย์ ดร.จิระพล ศรีเสริฐผล อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ ที่เมตตาให้โอกาสให้ความรู้และคำแนะนำ ทั้งการทำวิทยานิพนธ์และมุมมองการใช้ชีวิตแก่ผู้วิจัยตลอดเวลาจนสำเร็จการศึกษา

ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. โศรดา แจ่มการ ประธานกรรมการสอบวิทยานิพนธ์ที่กรุณาให้คำแนะนำและตรวจทานเนื้อหาวิทยานิพนธ์ให้ถูกต้องโดยสมบูรณ์

รองศาสตราจารย์ ดร.บัณฑิต กฤตาคม กรรมการสอบวิทยานิพนธ์ที่กรุณาให้คำแนะนำและตรวจทานเนื้อหาวิทยานิพนธ์ให้ถูกต้องโดยสมบูรณ์

บริษัท เชิดชัย คอร์ปอเรชั่น จำกัดที่อำนวยความสะดวกในด้านสถานที่และอุปกรณ์สำหรับงานวิจัยและความรู้จากพนักงานในบริษัท

นายสุนทร โอษงาม ที่ให้คำแนะนำและช่วยเหลือในการทำงานวิจัยและการนำเสนอผลงานวิจัย ตลอดจนรุ่นพี่ เพื่อน ๆ และรุ่นน้องที่มีส่วนช่วยในการทำงานวิจัย

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี และห้างหุ้นส่วนจำกัด อาร์เอพี เอ็นเตอร์ไพรส์ แอนด์ เซอร์วิส ให้การสนับสนุนสถานที่และอุปกรณ์ที่ใช้ในการทำวิจัย

ขอกราบขอบพระคุณคณาจารย์ทุกท่านที่ให้ความรู้แก่ผู้วิจัย ขอบพระคุณบิดามารดาที่เลี้ยงดูส่งเสริมให้ได้รับการศึกษาที่ดีตลอดมา

ภัทร ชายทวีป

# สารบัญ

หน้า

บทคัดย่อ (ภาษาไทย).....	ก
บทคัดย่อ (ภาษาอังกฤษ).....	ข
กิตติกรรมประกาศ.....	ค
สารบัญ.....	ง
สารบัญตาราง.....	ช
สารบัญรูป.....	ฉ
คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ.....	ฎ
<b>บทที่</b>	
<b>1 บทนำ.....</b>	<b>1</b>
1.1 ที่มาและความสำคัญของปัญหาการวิจัย.....	1
1.2 วัตถุประสงค์ของการวิจัย.....	3
1.3 ขอบเขตของการวิจัย.....	3
1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ.....	3
<b>2 ปรัชญ่วรรณกรรมและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....</b>	<b>3</b>
2.1 เกียร์อัตโนมัติ (Automatic Transmission).....	5
2.1.1 แผนภาพแสดงกำลังการไหล.....	6
2.1.2 ทอร์กคอนเวอร์เตอร์ ( Torque Converter ).....	7
2.1.2.1 การส่งถ่ายกำลังของทอร์กคอนเวอร์เตอร์.....	8
2.1.2.2 หลักการเพิ่มแรงบิดของทอร์กคอนเวอร์เตอร์.....	8
2.1.2.3 การทำงานของทอร์กคอนเวอร์เตอร์ (Operation).....	9
2.1.2.4 กลไกล็อกคลัตช์ (Lock – Up Clutch Mechanism).....	10
2.1.3 ระบบหน่วง ( Retarder ).....	12
2.1.4 คุณสมบัติของน้ำมันเกียร์อัตโนมัติ (Automatic Transmission Fluid).....	13
2.1.4.1 หน้าที่ของน้ำมันเกียร์อัตโนมัติ.....	13

## สารบัญ (ต่อ)

### หน้า

2.1.4.2	การระบายความร้อนน้ำมันเกียร์อัตโนมัติ.....	14
2.1.5	แพลนเนตารีเกียร์ (Planetary Gear).....	14
2.1.5.1	หน้าที่ของชุดเฟืองแพลนเนตารี.....	14
2.1.5.2	ส่วนประกอบของชุดเฟืองแพลนเนตารี.....	15
2.1.6	ระบบควบคุมไฮดรอลิก.....	15
2.1.6.1	โครงสร้างของระบบควบคุมไฮดรอลิก.....	16
2.1.6.2	กำลังคั้นน้ำมันไฮดรอลิก.....	17
2.1.6.3	ข้อสังเกตสำหรับการตรวจสอบระบบการทำงาน.....	18
2.2	ระบบดาต้าแอกควิสิชัน (Data Acquisition System).....	20
2.3	เซนเซอร์วัดความดันและอุณหภูมิ.....	21
2.3.1	Pressure Transmitter.....	21
2.3.2	Thermocouple.....	22
2.3.3	Tachometer.....	23
2.3.3.1	หลักการทำงานของอินฟราเรด.....	23
2.3.3.2	ประเภทของเครื่องวัดความเร็วรอบ.....	23
2.4	โปรแกรมแลปวิว.....	24
2.4.1	DATA FLOW AND PROGRAMING.....	25
2.4.2	ส่วนประกอบต่างๆ ใน แลปวิว.....	25
2.4.2.1	Front Panel.....	25
2.4.2.2	Block Diagram.....	26
2.4.3	ประเภทของข้อมูล.....	27
2.4.4	ขั้นตอนการแปลงสัญญาณจากอนาล็อกเป็นดิจิตอล.....	27
2.5	งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....	28
2.6	สรุป.....	29
3	วิธีดำเนินการวิจัย.....	30



## สารบัญ (ต่อ)

หน้า

3.1	บทนำ.....	30
3.2	ระบบตรวจวัดแรงดันน้ำมันไฮดรอลิก.....	31
3.3	กล่องควบคุม.....	32
3.4	การออกแบบโปรแกรมคอมพิวเตอร์.....	35
3.4.1	การเชื่อมต่อโปรแกรมสำหรับใช้เชื่อมต่อ Hardware เข้ากับโปรแกรมแลปวิว.....	35
3.4.2	การเขียนโปรแกรมเพื่อรับสัญญาณจากสิ่งแวดล้อม.....	35
3.4.3	การเขียนโปรแกรมเพื่อควบคุมการทำงานตามตำแหน่งเกียร์.....	36
3.4.4	การบันทึกข้อมูล.....	37
3.4.5	หน้าจอแสดงผลโปรแกรม.....	37
3.5	สอบเทียบกำลังดันน้ำมันไฮดรอลิก.....	38
3.6	จุดติดตั้งอุปกรณ์.....	41
3.7	ขั้นตอนการทำงานของระบบ.....	42
3.8	การบันทึกผลและเก็บข้อมูล.....	43
3.9	สรุป.....	45
<b>4</b>	<b>ผลการดำเนินการวิจัยและการอภิปรายผล.....</b>	<b>46</b>
4.1	บทนำ.....	46
4.2	ผลการทดสอบระบบส่งกำลังที่ยังไม่ผ่านการซ่อมบำรุง รุ่น 5 Hp 500.....	46
4.3	ผลการทดสอบระบบส่งกำลังที่ยังไม่ผ่านการใช้งาน (เกียร์ใหม่) รุ่น 5 Hp 500.....	50
4.4	ผลการทดสอบระบบส่งกำลังที่ผ่านการซ่อมบำรุง รุ่น 4 Hp 500 ลูกที่ 1.....	53
4.5	ผลการทดสอบระบบส่งกำลังที่ผ่านการซ่อมบำรุง รุ่น 4 Hp 500 ลูกที่ 2.....	56
4.6	สรุป.....	59
<b>5</b>	<b>บทสรุปและข้อเสนอแนะ.....</b>	<b>60</b>
5.1	สรุปผลการวิจัย.....	60
5.2	ข้อเสนอแนะ.....	61

## สารบัญ (ต่อ)

หน้า

รายการอ้างอิง.....	62
ภาคผนวก	
ภาคผนวก ก. บทความทางวิชาการที่ได้รับการตีพิมพ์เผยแพร่ในระหว่างศึกษา.....	63
ภาคผนวก ข. บทความทางวิชาการที่ได้รับการตีพิมพ์เผยแพร่ในระหว่างศึกษา.....	72
ภาคผนวก ข1. ภาพประกอบการออกแบบวงจรควบคุมการทำงานของ โปรแกรมและเก็บข้อมูล.....	73
ภาคผนวก ข2. โปรแกรมแสดงผลขณะเก็บข้อมูล.....	74
ภาคผนวก ค. ข้อมูลทางเทคนิคของ LABJACK U3 LV Board.....	81
ประวัติผู้เขียน.....	86

## สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
2.1	แสดงอัตราทดเกียร์แบบกลไกไลน์แต่ละเกียร์ ..... 6
3.1	อัตราทดเกียร์ของระบบเกียร์อัตโนมัติรุ่น 4 HP 500 และ 5 HP 500..... 31
3.2	แสดงการทำงานของโซลินอยวาล์วที่ตำแหน่งเกียร์ต่าง ๆ ..... 34
3.3	แสดงข้อมูลการสอบเทียบแรงดันระหว่างแรงดันน้ำมันไฮดรอลิกกับแรงดันไฟฟ้าเฉลี่ย..... 39
3.4	Pressure Check Idle 700 RPM ประเทศอังกฤษ..... 43
3.5	Pressure Check Full Load 2000 RPM ประเทศอังกฤษ..... 43
3.6	Pressure Check Idle 700 RPM ประเทศสิงคโปร์ ..... 44
3.7	Pressure Check Full Load 2000 RPM ประเทศสิงคโปร์ ..... 44
4.1	แรงดันไฮดรอลิกของระบบส่งกำลัง ที่ความเร็วรอบ 700 รอบต่อนาที ..... 46
4.2	แรงดันไฮดรอลิกของระบบส่งกำลัง ที่ความเร็วรอบ 2000 รอบต่อนาที ..... 48
4.3	แรงดันไฮดรอลิกของระบบส่งกำลัง ที่ความเร็วรอบ 700 รอบต่อนาที ..... 50
4.4	แรงดันไฮดรอลิกของระบบส่งกำลัง ที่ความเร็วรอบ 2000 รอบต่อนาที ..... 51
4.5	แรงดันไฮดรอลิกของระบบส่งกำลัง ที่ความเร็วรอบ 700 รอบต่อนาที ..... 53
4.6	แรงดันไฮดรอลิกของระบบส่งกำลัง ที่ความเร็วรอบ 2000 รอบต่อนาที ..... 54
4.7	แรงดันไฮดรอลิกของระบบส่งกำลัง ที่ความเร็วรอบ 700 รอบต่อนาที ..... 56
4.8	แรงดันไฮดรอลิกของระบบส่งกำลัง ที่ความเร็วรอบ 2000 รอบต่อนาที ..... 57

## สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
1.1	ชุดระบบส่งกำลังของรถบัสโดยสารระหว่างเมือง .....1
1.2	ชุดทดสอบระบบส่งกำลังอัตโนมัติของรถบัส .....2
1.3	ชุดทดสอบระบบเกียร์อัตโนมัติของรถบัสที่ได้ออกแบบไว้ .....3
2.1	แสดงส่วนประกอบหลักของเกียร์อัตโนมัติ .....5
2.2	เกียร์ Neutral .....6
2.3	เกียร์ 1 .....6
2.4	เกียร์ 2 .....6
2.5	เกียร์ 3 .....6
2.6	เกียร์ 4 .....6
2.7	เกียร์ 5 .....6
2.8	เกียร์ Reverse .....6
2.9	แสดงส่วนประกอบของทอร์กคอนเวอร์เตอร์ .....7
2.10	แสดงทิศทางการไหลของน้ำมันในการเพิ่มแรงบิดของทอร์กคอนเวอร์เตอร์ .....9
2.11	แสดงการทำงานของทอร์กคอนเวอร์เตอร์ขณะรถจอดติดเครื่องเดินเบา.....10
2.12	แสดงการทำงานของทอร์กคอนเวอร์เตอร์ขณะรถเคลื่อนที่ที่ความเร็วต่ำ .....10
2.13	แสดงการทำงานของล้อยกคลัตช์ในตำแหน่งล้อยกคลัตช์ไม่ทำงาน .....11
2.14	แสดงการทำงานของล้อยกคลัตช์ในตำแหน่งล้อยกคลัตช์ทำงาน .....12
2.15	แสดงส่วนประกอบของระบบหน่วง .....13
2.16	แสดงลักษณะของชุดเฟืองแพลนเนตตารีแบบชั้นเดียว .....14
2.17	แรงที่กระทำในระบบไฮดรอลิก.....16
2.18	โครงสร้างของระบบไฮดรอลิกเบื้องต้น .....17
2.19	แสดงอุปกรณ์ควมทำงานของระบบไฮดรอลิก .....19
2.20	แสดงลักษณะการทำงานของระบบ Data Acquisition .....21
2.21	ลักษณะของ Strain Gauge และวงจรวีทสโตนบริดจ์ .....22

## สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
2.22 ลักษณะของ thin film .....	22
2.23 แสดงหน้าจอแสดงผล โปรแกรมแลปวิว.....	25
2.25 Object และ Controls Palette สำหรับออกแบบหน้าจอแสดงผล.....	26
2.26 ตัวอย่างการใช้งาน Block Diagram.....	26
3.1 ขั้นตอนดำเนินงานวิจัย.....	31
3.2 แสดงอุปกรณ์และการเชื่อมต่อข้อมูล.....	32
3.3 แสดงระบบตรวจวัดกำลังดันน้ำมัน ไฮดรอลิก.....	32
3.4 อุปกรณ์ไฟฟ้าภายในกล่องควบคุม.....	33
3.5 อุปกรณ์ควบคุมการเปลี่ยนตำแหน่งเกียร์.....	34
3.6 โปรแกรม LJControlPanel.....	35
3.7 แสดงฟังก์ชันต่าง ๆ.....	35
3.8 แสดงส่วนของโปรแกรมสำหรับเรียกใช้ค่าแรงดันทางไฟฟ้า.....	36
3.9 แสดงการเขียน โปรแกรมสำหรับกำหนดตำแหน่งเกียร์.....	36
3.10 โปรแกรมสำหรับบันทึกข้อมูล.....	37
3.11 หน้าจอโปรแกรมแสดงผล.....	37
3.12 เครื่องทดสอบความดันระบบไฮดรอลิก.....	38
3.13 หน้าจอโปรแกรมสำหรับสอบเทียบกำลังดันน้ำมัน ไฮดรอลิก.....	39
3.14 ความสัมพันธ์ระหว่างแรงดันน้ำมันไฮดรอลิกกับแรงดันไฟฟ้าเฉลี่ย.....	40
3.15 ตำแหน่งติดตั้งจุดวัดค่าเซนเซอร์.....	41
3.16 ขั้นตอนการทำงานของ โปรแกรมแลปวิว.....	42
4.1 แสดงผลของแรงดันน้ำมันไฮดรอลิกที่ตำแหน่งทำงานของเกียร์ต่าง ๆ เทียบกับ เกณฑ์การผ่าน เงื่อนไขการทดสอบ ที่ความเร็วรอบ 700 รอบต่อนาที.....	47
4.2 แสดงผลของแรงดันน้ำมันไฮดรอลิกที่การทำงานของเกียร์ต่าง ๆ เทียบกับเกณฑ์ การผ่านเงื่อนไขการทดสอบ ที่ความเร็วรอบ 2000 รอบต่อนาที.....	48
4.3 แสดงผลของแรงดันน้ำมันไฮดรอลิกที่การทำงานของเกียร์ต่าง ๆ เทียบกับเกณฑ์ การผ่านเงื่อนไขการทดสอบ ที่ความเร็วรอบ 700 รอบต่อนาที.....	50

## สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
4.4 แสดงผลของแรงดันน้ำมันไฮดรอลิกที่การทำงานของเกียร์ต่าง ๆ เทียบกับเกณฑ์การผ่านเงื่อนไขการทดสอบ ที่ความเร็วรอบ 2000 รอบต่อนาที .....	52
4.5 แสดงผลของแรงดันน้ำมันไฮดรอลิกที่การทำงานของเกียร์ต่าง ๆ เทียบกับเกณฑ์การผ่านเงื่อนไขการทดสอบ ที่ความเร็วรอบ 700 รอบต่อนาที .....	54
4.6 แสดงผลของแรงดันน้ำมันไฮดรอลิกที่การทำงานของเกียร์ต่าง ๆ เทียบกับเกณฑ์การผ่านเงื่อนไขการทดสอบ ที่ความเร็วรอบ 2000 รอบต่อนาที .....	55
4.7 แสดงผลของแรงดันน้ำมันไฮดรอลิกที่การทำงานของเกียร์ต่าง ๆ เทียบกับเกณฑ์การผ่านเงื่อนไขการทดสอบ ที่ความเร็วรอบ 700 รอบต่อนาที .....	57
4.8 แสดงผลของแรงดันน้ำมันไฮดรอลิกที่การทำงานของเกียร์ต่าง ๆ เทียบกับเกณฑ์การผ่านเงื่อนไขการทดสอบ ที่ความเร็วรอบ 2000 รอบต่อนาที .....	58

## คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ

Wk	=	กลไกล็อกคัสต์ซ์
ATF	=	น้ำมันเกียร์อัตโนมัติ
F	=	แรงที่กระทำบนพื้นที่ (lb)
P	=	ความดันของของไหล (Psi)
A	=	พื้นที่หน้าตัดของวัตถุที่ถูกแรงกระทำ ( $in^2$ )



# บทที่ 1

## บทนำ

### 1.1 ที่มาและความสำคัญของปัญหาการวิจัย

บริษัท เชดซ์ คอร์ปอเรชั่น จำกัด ได้มีการผลิตรถบัสโดยสารระหว่างเมืองเป็นจำนวนมาก ยานพาหนะเกือบทุกประเภทต้องอาศัยระบบส่งกำลังเพื่อควบคุมความเร็วและแรงบิดของรถในการเคลื่อนที่ดังแสดงในรูปที่ 1 ซึ่งถือว่ามีสำคัญอย่างยิ่งต่อการลดค่าน้ำมันและการเร่งระดับความเร็วของรถในช่วงจังหวะที่เหมาะสม โดยชุดระบบส่งกำลังที่ใช้สำหรับการผลิตรถบัสโดยสารระหว่างเมืองต้องใช้ชุดระบบส่งกำลังที่ผ่านการใช้งานมาแล้วไม่น้อยกว่า 200000 km และนำเข้าจากต่างประเทศ ชุดระบบส่งกำลังดังกล่าวจะมีการติดตั้งเข้ากับชุดตัวถังรถและระบบต่าง ๆ ที่ได้ประกอบขึ้นมาใหม่ รถบัสโดยสารระหว่างเมืองที่ถูกผลิตเสร็จสิ้นสมบูรณ์จนเป็นรถหนึ่งคันแล้วจะต้องถูกส่งเข้าสู่กระบวนการทดสอบ ด้วยการนำรถบัสโดยสารระหว่างเมืองทดลองด้วยการวิ่งบนท้องถนนตามสภาวะการใช้งานจริง ซึ่งพบว่ามีชุดระบบส่งกำลังที่ไม่สามารถใช้งานได้โดยสมบูรณ์ โดยชุดระบบส่งกำลังที่ไม่ผ่านกระบวนการทดสอบจะต้องถูกนำกลับมาซ่อมบำรุงอีกครั้ง ซึ่งทำให้เกิดการสูญเสียทั้งเวลาและเงินทุน



รูปที่ 1.1 ชุดระบบส่งกำลังของรถบัสโดยสารระหว่างเมือง (ศชา วาทกิจ, 2561)

ขั้นตอนการตรวจสอบและเปลี่ยนอะไหล่รวมไปถึงชิ้นส่วนที่สึกหลอของชุดระบบส่งกำลังทั้งหมด ปัจจุบันต้องส่งไปให้โรงงานผู้ผลิตซึ่งเป็นตัวแทนจำหน่ายในการตรวจสอบและซ่อมแซมทำให้เกิดการสูญเสียเวลาการดำเนินการโดยประมาณถึง 1 เดือน ซึ่งมีค่าใช้จ่ายค่อนข้างสูง ในการส่งซ่อมส่งผลต่อทุนการผลิตและประกอบรถบัสโดยสารระหว่างเมืองค่อนข้างมาก โดย

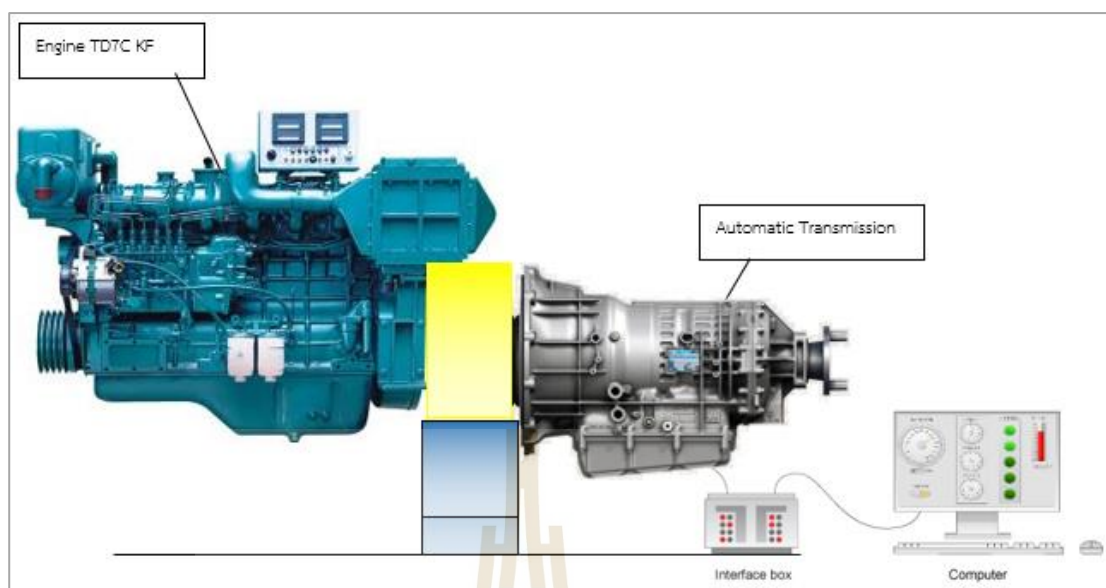


ในการทดสอบแต่ละครั้งจะใช้เครื่องทดสอบชุดระบบส่งกำลังอัตโนมัติที่ผลิตจากต่างประเทศโดยมีลักษณะดังรูปที่ 1.2 ซึ่งจะทำการจำลองการขับเคลื่อนชุดระบบส่งกำลังโดยอาศัยกำลังจากมอเตอร์ไฟฟ้าขับเคลื่อนชุดเกียร์ที่สภาวะความเร็วรอบต่าง ๆ เพื่อวัดค่าพารามิเตอร์ ความดันและอุณหภูมิของแต่ละเกียร์ตามที่กำหนดสำหรับใช้เพื่อประเมินสภาพและตรวจสอบการทำงานของชุดระบบส่งกำลัง



รูปที่ 1.2 ชุดทดสอบระบบส่งกำลังอัตโนมัติของรถบัส (ZF Friedrichshafen AG, 2458)

วิทยานิพนธ์ครั้งนี้นำเสนอระบบตรวจสอบและประเมินชุดระบบส่งกำลังแบบอัตโนมัติของรถบัสโดยสารระหว่างเมืองด้วยโปรแกรมแลปวิว โดยอาศัยกำลังจากเครื่องยนต์เป็นตัวขับเคลื่อนชุดระบบส่งกำลังที่สภาวะความเร็วต่าง ๆ โดยใช้กล่องควบคุมตำแหน่งเกียร์ในการควบคุมตำแหน่งเกียร์ต่าง ๆ แล้วนำสัญญาณที่ได้เข้าสู่กระบวนการตรวจสอบและประเมินผลด้วยโปรแกรมแลปวิว ดังรูปที่ 3 สำหรับการตรวจสอบและประเมินแรงดันน้ำมันไฮดรอลิกที่ขึ้นขึ้นเนื่องจากแรงดันไฮดรอลิกมีส่วนสำคัญเป็นอย่างมากสำหรับการทำงานของระบบเกียร์ กำลังที่ได้จากเครื่องยนต์ต้องอาศัยการตัดต่อกำลังของชุดเกียร์เพื่อเพิ่มกำลังจุดลากหรือความเร็วของรถในช่วงจังหวะที่เหมาะสม โดยอาศัยแรงดันของน้ำมันไฮดรอลิกเข้าไปช่วยในส่วนการทำงานของชิ้นส่วนต่าง ๆ อาทิเช่น ทอร์คคอนเวอร์เตอร์ คลัตช์ เบรก และลิ้นควบคุมต่าง ๆ ส่งผลให้ต้องมีการตรวจสอบและประเมินระดับแรงดันน้ำมันไฮดรอลิกว่ามีค่าถึงเกณฑ์ที่กำหนดไว้หรือไม่



รูปที่ 1.3 ชุดทดสอบระบบเกียร์อัตโนมัติของรถบัสที่ได้ออกแบบไว้ (ลชา วาทกิจ, 2561)

## 1.2 วัตถุประสงค์ของการวิจัย

พัฒนาระบบตรวจสอบและประเมินชุดระบบส่งกำลังแบบอัตโนมัติของรถบัสโดยสารระหว่างเมืองด้วยโปรแกรมแลปวิว

## 1.3 ขอบเขตของการวิจัย

1. ติดตั้งอุปกรณ์สังตวรจู้และส่งค่าพารามิเตอร์ไปยังพื้นที่จัดเก็บแล้วนำข้อมูลมาแสดงค่าความเร็วรอบ ความดันและอุณหภูมิของระบบส่งกำลังแบบอัตโนมัติบน โปรแกรมแลปวิว
2. ทำการทดสอบชุดส่งกำลังแบบอัตโนมัติที่รุ่น 5 HP 500 และรุ่น 4 HP 500
3. ทำการทดสอบที่ความเร็วรอบ 700 2000 rpm ตามลำดับ อุณหภูมิของน้ำมันไฮดรอลิกอยู่ระหว่าง 80-90°C โดยทดสอบตามขั้นตอนและเกณฑ์ประเมินมาตรฐานจากบริษัทผู้ผลิต

## 1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

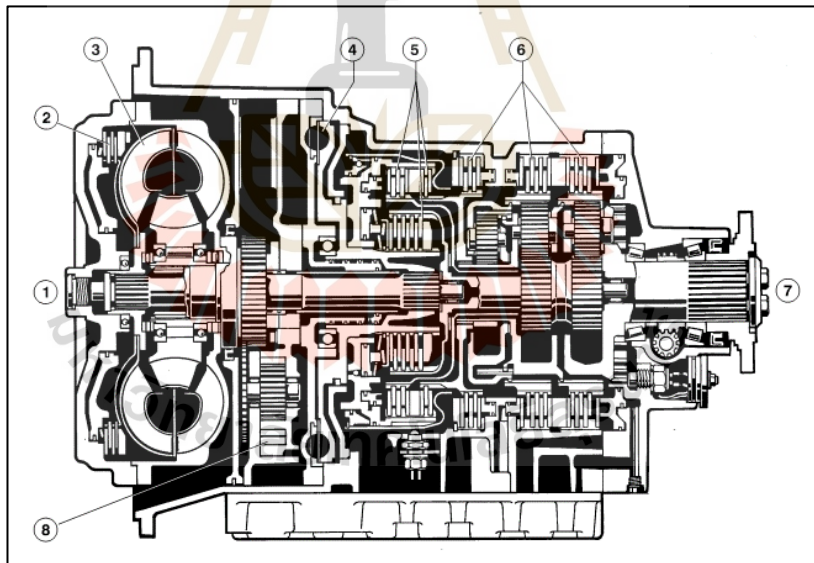
1. ได้ระบบตรวจสอบและประเมินชุดส่งกำลังแบบอัตโนมัติสำหรับรถบัสโดยสาร
2. ลดการนำเข้าเครื่องตรวจสอบและประเมินชุดส่งกำลังแบบอัตโนมัติจากต่างประเทศได้
3. เพิ่มประสิทธิภาพในการซ่อมบำรุงชุดส่งกำลังแบบอัตโนมัติของบริษัท เชิดชัยคอร์ปอเรชั่น จำกัด ได้

## บทที่ 2

### ปริทัศน์วรรณกรรมและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

#### 2.1 เกียร์อัตโนมัติ (Automatic Transmission)

ระบบส่งกำลังจากอดีตจนถึงปัจจุบันนิยมใช้ชนิดแบบธรรมดา ด้วยต้องอาศัยการเข้าเกียร์ โดยการใช้คันโยกเพื่อเลือกตำแหน่งเกียร์ และทำต้องคอยเหยียบคลัตช์เพื่อตัดต่อกำลังงานระหว่างเครื่องยนต์และกระปุกเกียร์ ระบบส่งกำลังอัตโนมัติจึงมีหน้าที่ส่งถ่ายกำลังให้รถมีการขับเคลื่อนทั้งเดินหน้าและถอยหลัง สามารถตัดกำลังงาน เพิ่มกำลังจุดลากของเครื่องยนต์และเพิ่มความเร็วของรถยนต์ให้ตรงกับสภาพการใช้งานได้ เกียร์อัตโนมัติสามารถเพิ่มหรือลดทอร์คได้โดยขับไม่ต้องเปลี่ยนคันบังคับตำแหน่งเกียร์เมื่อรถลงทางชันเกียร์ต่ำจะช่วยให้การขับขี่สะดวกสบายขึ้น เนื่องจากแรงเคลื่อนรถยนต์จะช่วยด้านการเคลื่อนที่ของรถยนต์ซึ่งเป็นการผ่อนคลายของระบบเบรก โดยส่วนประกอบหลักๆของเกียร์อัตโนมัติจะประกอบไปด้วยชิ้นส่วนต่าง ๆ ดังแสดงในรูปที่ 2.1-2.8



รูปที่ 2.1 แสดงส่วนประกอบหลักของเกียร์อัตโนมัติ (ZF Friedrichshafen AG, 1915)

1. กำลังขาเข้า
2. ทอร์กคอนเวอร์เตอร์ล๊อคอัพคลัตช์ ( Torque converter lock-up clutch )

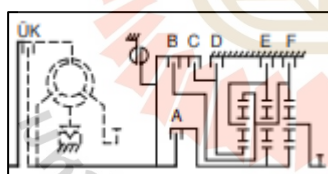
3. ทอร์กคอนเวอร์เตอร์ ( Torque converter )
4. ตัวหน่วง ( Retarder )
5. คลัตช์ ( A, B, C )
6. เบรก ( D, E, F )
7. กำลังขาออก
8. ป้อนน้ำมันเกียร์

ตารางที่ 2.1 แสดงอัตราทดเกียร์แบบกลไกในแต่ละเกียร์ (ZF Friedrichshafen AG, 1915)

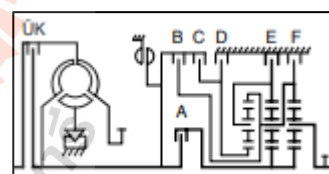
จำนวน เกียร์	อัตราส่วน					ถอยหลัง
	1	2	3	4	5	
4	3.43	2.01	1.42	1	-	4.83
5	3.43	2.01	1.42	1	0.83	4.83

### 2.1.1 แผนภาพแสดงกำลังการไหล

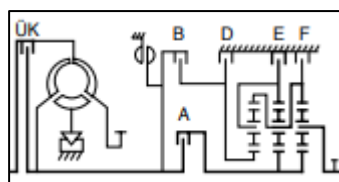
แผนภาพแสดงการใช้คลัตช์เมื่อเข้าเกียร์แต่ละเกียร์ (ZF Friedrichshafen AG, 1915)



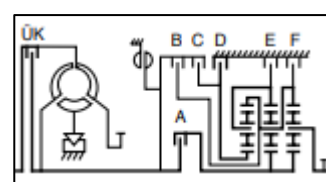
รูปที่ 2.2 เกียร์ Neutral



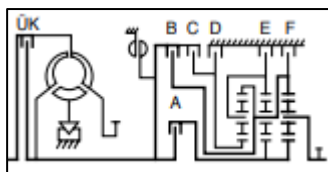
รูปที่ 2.3 เกียร์ 1



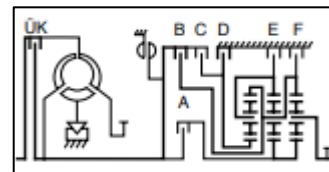
รูปที่ 2.4 เกียร์ 2



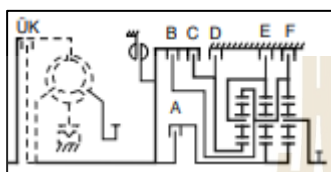
รูปที่ 2.5 เกียร์ 3



รูปที่ 2.6 เกียร์ 4



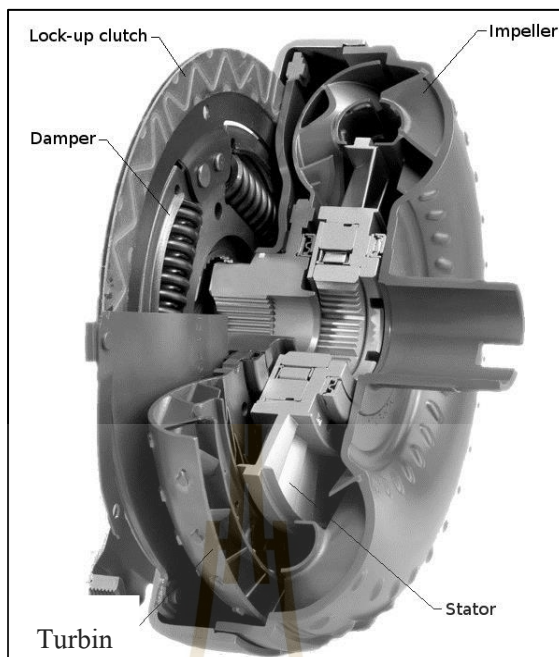
รูปที่ 2.7 เกียร์ 5



รูปที่ 2.8 เกียร์ Reverse

### 2.1.2 ทอร์กคอนเวอร์เตอร์ (Torque Converter)

ทอร์กคอนเวอร์เตอร์จะติดตั้งอยู่ระหว่างเครื่องยนต์กับชุดเฟืองเปลี่ยนอัตราทด ภายในจะบรรจุด้วยของเหลวและมีกลไกการถ่ายเทกำลังทอร์กคอนเวอร์เตอร์เต็มไปด้วยน้ำมันเกียร์อัตโนมัติ (Automatic Transmission Fluid, ATF) ถ่ายเทกำลังในเกียร์ (ชุดเฟืองเพลาแนตตารี) ในฐานะสารตัวกลางทอร์กคอนเวอร์เตอร์ประกอบด้วยใบพัดปั๊ม ตัวหมุนเทอร์ไบน์ คลัตช์ทางเดียว และสเตเตอร์ และเสื้อคอนเวอร์เตอร์ซึ่งบรรจุชิ้นส่วนเหล่านี้ทั้งหมดคอนเวอร์เตอร์จะมีน้ำมัน ATF ซึ่งส่งมาจากปั๊มน้ำมันเกียร์เครื่องยนต์จะทำงาน และใบพัดปั๊มจะหมุน จากนั้นของเหลวนี้จะถูกฉีดออกจากใบพัดปั๊มเป็นสายกำลังแรงซึ่งไปหมุนตัวหมุนเทอร์ไบน์ดังแสดงในรูปที่ 2.9



รูปที่ 2.9 แสดงส่วนประกอบของเทอร์คคอมเวอร์เตอร์ (เฉลิมชัย โสมาบุตร, 2556)

1. ปั๊มอิมเพลเลอร์ (Pump Impeller)
 

ประกอบด้วยเสื้อเทอร์คคอมเวอร์เตอร์และครีบบั้มรูปโค้งหลายแผ่น ขอบในของครีบบั้มเป็นวงแหวนนำ ช่วยให้น้ำมันไหลได้คล่องตัว
2. เทอร์ไบน์ (Turbine)
 

คือกังหันตามมีครีบบั้มหลายครีบบั้มติดอยู่ภายในเช่นเดียวกับกับปั๊มอิมเพลเลอร์แต่ทิศทางการไหลของครีบบั้มกลับกัน เทอร์ไบน์สวมแน่นอยู่กับเพลารับส่งกำลังของเกียร์
3. สเตเตอร์ (Stator)
 

จะติดตั้งอยู่บนเพลาสเตเตอร์ ซึ่งยึดติดอยู่กับเสื้อเกียร์ผ่านคลัตช์ทางเดียว ใบพัดของสเตเตอร์จะรับน้ำมันที่มาจากเทอร์ไบน์และเปลี่ยนทิศทางให้ไปกระทบกับด้านหลัง ครีบบั้มของปั๊มอิมเพลเลอร์ เพื่อเพิ่มกำลังให้กับปั๊มอิมเพลเลอร์ คลัตช์ทางเดียวจะยอมให้สเตเตอร์หมุนในทิศทางเดียวกันกับเพลาช้อเหวี่ยงเท่านั้น
4. ล็อคอัพคลัตช์
 

เมื่อรางตัวนอกพยายามหมุนในทิศทางตามลูกศรมันจะดันให้ส่วนบนของเสื้อคลัตช์เคลื่อนที่ไป รางตัวนอกจึงหมุนไปได้

### 2.1.2.1 การส่งถ่ายกำลังของทอร์คอนเวอร์เตอร์

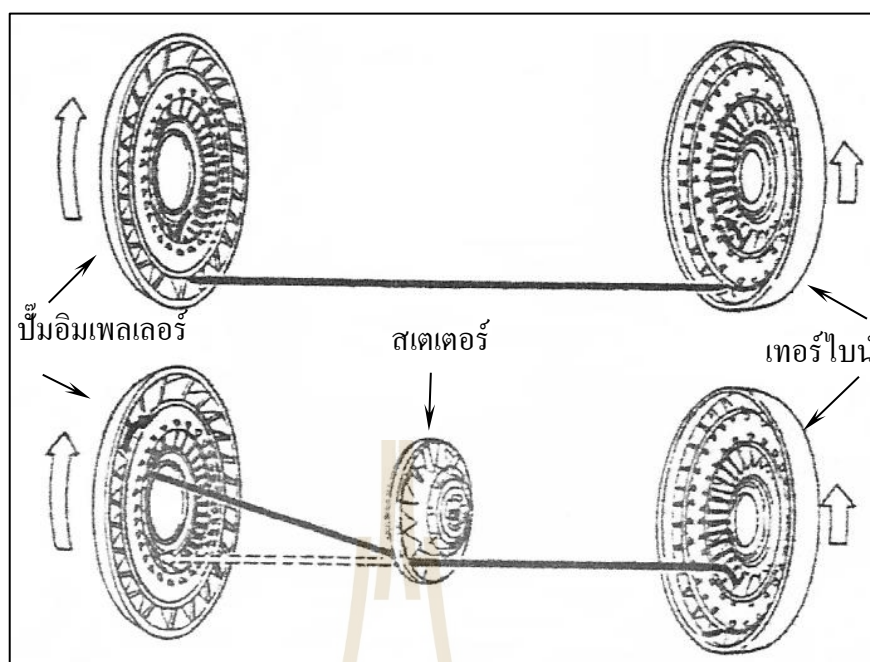
ถ้าใช้พัลลคมสองตัวหันหน้าเข้าหากันเสียบปลั๊กให้พัลลคมตัวหนึ่งหมุน พัลลคมอีกตัวหนึ่งจะหมุนตามในทิศทางเดียวกัน การหมุนตามของพัลลคมเกิดจากการส่งถ่ายกำลัง ระหว่างพัลลคมทั้งสองตัวโดยอากาศเป็นตัวกลางในการส่งถ่ายกำลังการทำงานของทอร์คอนเวอร์เตอร์จะใช้ปั๊มอิมเพลเลอร์แทนพัลลคมตัวที่หนึ่งและใช้เทอร์ไบน์แทนพัลลคมตัวที่สอง โดยใช้น้ำมันเกียร์อัตโนมัติเป็นตัวกลางในการส่งถ่ายกำลังงาน เมื่อปั๊มอิมเพลเลอร์หมุนน้ำมันในปั๊มอิมเพลเลอร์ก็จะหมุนไปพร้อมกับปั๊มในทิศทางเดียวกัน เมื่อปั๊มอิมเพลเลอร์หมุนเร็วขึ้น จะทำให้น้ำมันเริ่มไหลออกจากศูนย์กลางของปั๊มไปตามครีบอกออกไปกระทบกับครีบของเทอร์ไบน์ ทำให้เทอร์ไบน์หมุนไปในทิศทางเดียวกับปั๊มอิมเพลเลอร์ หลังจากนั้นน้ำมันไปกระทบกับครีบของเทอร์ไบน์น้ำมันจะไหลย้อนกลับไปสู่อิมเพลเลอร์อย่างต่อเนื่อง

### 2.1.2.2 หลักการเพิ่มแรงบิดของทอร์คอนเวอร์เตอร์

ถ้านำท่ออากาศมาต่อระหว่างพัลลคม B (ตัวตาม) และพัลลคม A (ตัวขับ) จะทำให้อากาศที่ออกจากพัลลคม A มีความดันมากขึ้นเพราะพลังงานยังคงเหลืออยู่ในอากาศหลังจากที่ผ่านพัลลคม B ซึ่งช่วยให้ใบพัดของพัลลคม A หมุนเร็วขึ้น

การเพิ่มแรงบิดในทอร์คอนเวอร์เตอร์ มีผลมาจากการไหลกลับของน้ำมันที่มากกระทำกับปั๊มอิมเพลเลอร์ โดยใช้สเตเตอร์เป็นตัวเปลี่ยนแปลงทิศทางของน้ำมัน น้ำมันที่ไหลกลับจะเพิ่มแรงบิดให้กับปั๊มอิมเพลเลอร์ โดยแรงบิดที่ส่งมาจากเทอร์ไบน์ ดังแสดงในรูปที่

2.10



รูปที่ 2.10 แสดงทิศทางการไหลของน้ำมันในการเพิ่มแรงบิดของทอร์คคอนเวอร์เตอร์  
(เฉลิมชัย โสมานบุตร, 2556)

### 2.1.2.3 การทำงานของทอร์คคอนเวอร์เตอร์ (Operation)

การทำงานของทอร์คคอนเวอร์เตอร์เมื่อคันเกียร์อยู่ที่ตำแหน่งต่าง ๆ

#### 1) ขณะรถจอดติดเครื่องเดินเบาอยู่กับที่

อัตราส่วนความเร็วของเทอร์ไบน์ที่ไปยังปั๊มอิมเพลเลอร์จะเป็นศูนย์ในขณะที่อัตราส่วนแรงบิดจะเกิดขึ้นสูงสุด เทอร์ไบน์จึงพร้อมที่จะหมุนด้วยแรงบิดที่สูงกว่าแรงบิดจากเครื่องยนต์ ดังรูปที่ 2.11

#### 2) ขณะรถเคลื่อนที่ออกจากจุดจอด

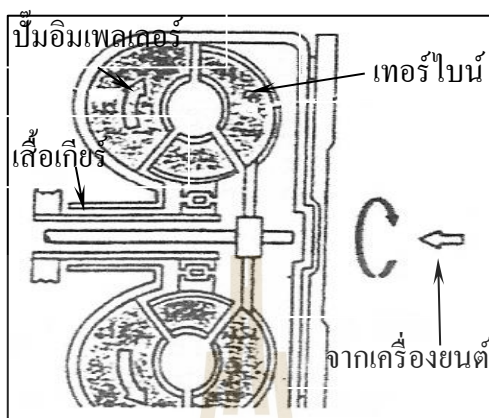
เมื่อปล่อยเบรกเทอร์ไบน์จะหมุนและส่งกำลังไปยังเพลาขับกำลังของเกียร์ เมื่อเหยียบคันเร่ง จะทำให้เทอร์ไบน์หมุนด้วยแรงบิดที่มากกว่าแรงบิดที่เกิดจากเครื่องยนต์ทำให้รถยนต์จะเริ่มเคลื่อนที่ออกไปได้

#### 3) ขณะรถเคลื่อนที่ที่ความเร็วต่ำ

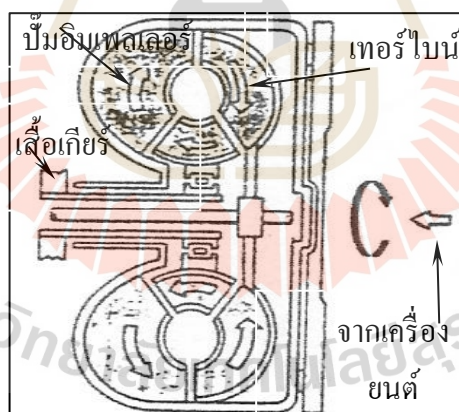
ขณะที่ความเร็วรถยนต์เพิ่มขึ้นความเร็วรอบของเทอร์ไบน์จะขึ้นถึงใกล้เคียงกับปั๊มอิมเพลเลอร์อย่างรวดเร็วขึ้น อัตราส่วนแรงบิดจะประมาณ 1.0 เมื่ออัตราส่วนความเร็วของเทอร์ไบน์กับปั๊มอิมเพลเลอร์ถึงจุดคลัตช์ สเตเตอร์จะเริ่มหมุนและการเพิ่มแรงบิดจะ



ลดลงความเร็วรถยนต์จะเพิ่มขึ้นเกือบเป็นเส้นตรงที่เป็นสัดส่วนกับความเร็วรอบเครื่องยนต์ ดังรูปที่ 2.12



รูปที่ 2.11 แสดงการทำงานของเทอร์บกอนเวอร์เตอร์ขณะรถจอดติดเครื่องเดินเบา (เฉลิมชัย โสมานุตร, 2556)



รูปที่ 2.12 แสดงการทำงานของเทอร์บกอนเวอร์เตอร์ขณะรถเคลื่อนที่ที่ความเร็วต่ำ (เฉลิมชัย โสมานุตร, 2556)

#### 4) ขณะรถความเร็วปานกลางและความเร็วสูง

เทอร์บกอนเวอร์เตอร์จะมีหน้าที่เป็นฟลูอิดคัปปลิงเท่านั้น นั่นคือความเร็วรอบการหมุนของเทอร์ไบน์เกือบจะเท่ากับความเร็วรอบของปั๊มอิมเพลเตอร์

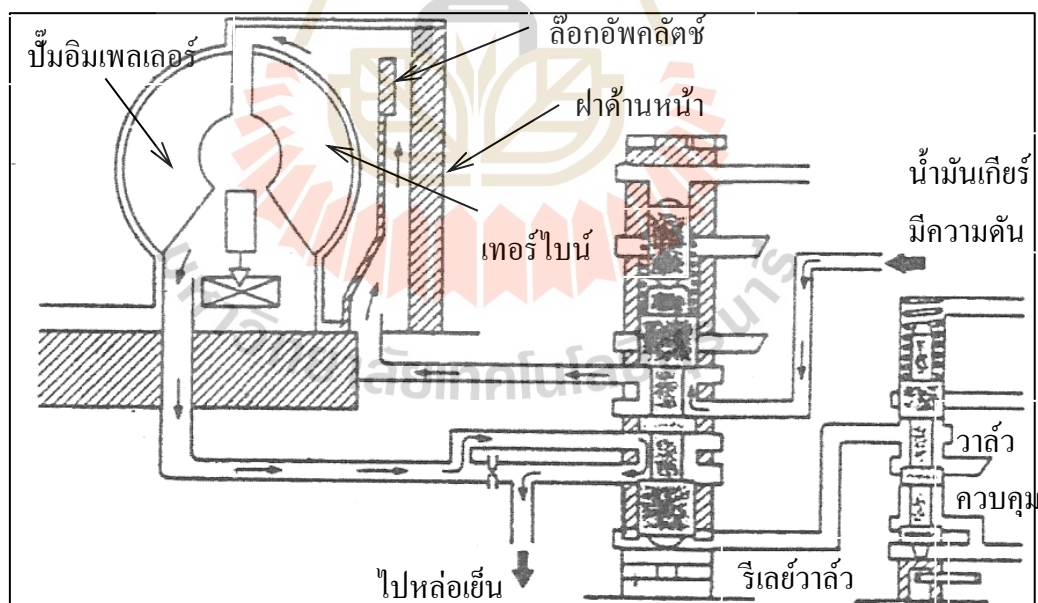
### 2.1.2.4 กลไกล็อกคลัตช์ (Lock-up Clutch Mechanism, Wk)

ทอร์คคอนเวอร์เตอร์จะส่งกำลังจากเครื่องยนต์ไปยังเกียร์ในอัตราส่วนเกือบ 1 : 1 ความแตกต่างในการหมุนจะมีอย่างน้อยที่สุดประมาณ 4 – 5% กำลังจากเครื่องยนต์ที่ผ่านทอร์คคอนเวอร์เตอร์จะได้ไม่ถึง 100% เนื่องจากเกิดจากสูญเสียพลังงาน ดังนั้น จึงมีการออกแบบให้มีกลไกของล็อกคลัตช์เมื่อความเร็วรถประมาณ 60 km/cm หรือสูงกว่า จึงสามารถส่งกำลังจากเครื่องยนต์ไปยังชุดส่งกำลังได้เกือบ 100%

ส่วนประกอบของล็อกคลัตช์ติดตั้งอยู่บนคัมเทอร์ไบน์ที่ด้านหน้าแคมเปอร์สปริง (Damper Spring) เป็นตัวยึดหยุ่นแรงบิดที่เกิดจากการจับของคลัตช์เพื่อป้องกันการกระตุก (Shock) โดยการทำงานของล็อกคลัตช์การจับและการปล่อยของล็อกคลัตช์ กำหนดโดยการเปลี่ยนทิศทางไหลของน้ำมันไฮดรอลิกภายในทอร์คคอนเวอร์เตอร์

#### 1) ตำแหน่งล็อกคลัตช์ไม่ทำงาน

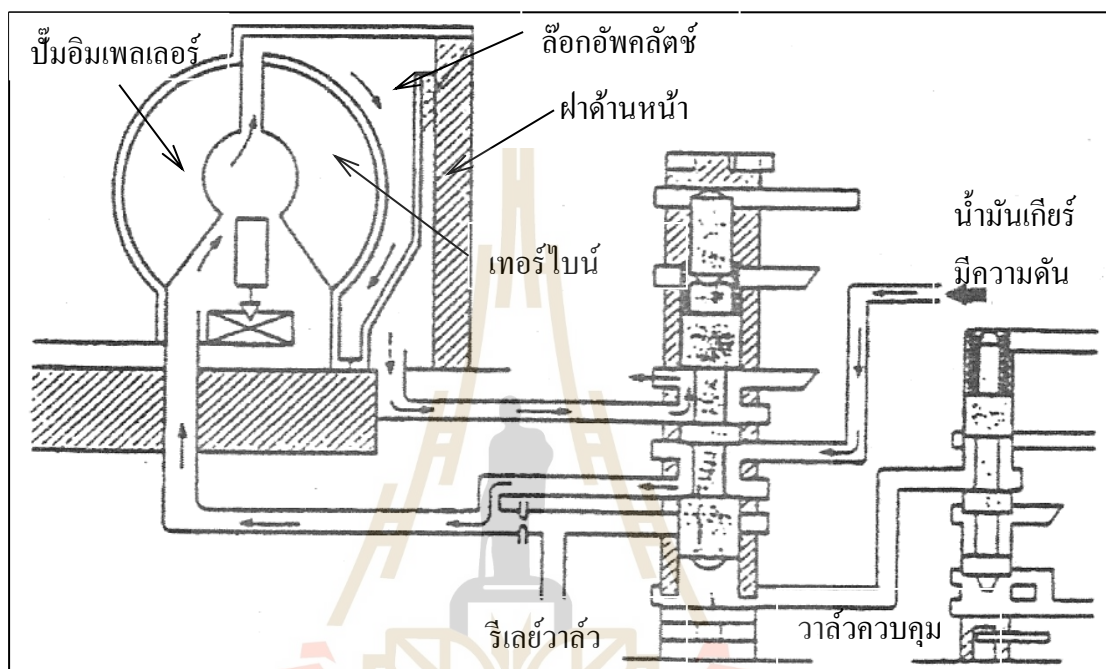
ขณะเครื่องยนต์ทำงานที่ความเร็วต่ำ น้ำมันเกียร์ (ความดันทอร์คคอนเวอร์เตอร์) จะไหลไปที่ด้านหน้าของล็อกคลัตช์ ทำให้ความดันของน้ำมันเกียร์ที่ด้านหน้าและหลังของล็อกคลัตช์เท่ากันล็อกคลัตช์จึงไม่ทำงาน ดังรูปที่ 2.13



รูปที่ 2.13 แสดงการทำงานของล็อกคลัตช์ในตำแหน่งล็อกคลัตช์ไม่ทำงาน  
(เฉลิมชัย โสมามบุตร, 2556)

## 2) ตำแหน่งล๊อคอัพคลัตช์ทำงาน (Engaging)

ขณะที่เครื่องยนต์ทำงานที่ความเร็วปานกลางถึงความเร็วสูง น้ำมันเกียร์จะไหลไปที่ด้านหลังของล๊อคอัพคลัตช์ถูกสูบล๊อคอัพคลัตช์จะถูกล็อกกับเรือนของทอร์คคอนเวอร์เตอร์ ล๊อคอัพคลัตช์และฝาครอบจะหมุนไปด้วยกัน ดังรูปที่ 2.14

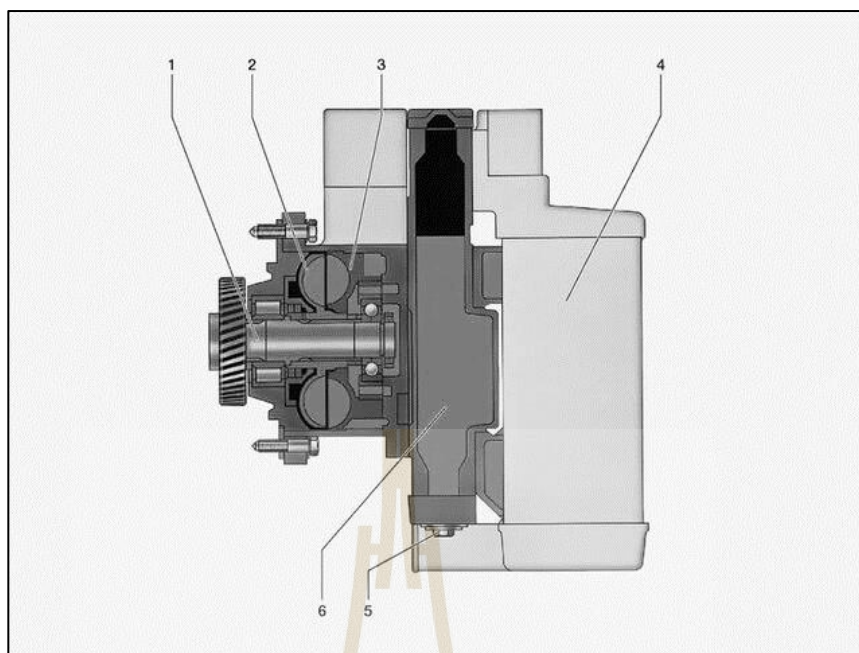


รูปที่ 2.14 แสดงการทำงานของล๊อคอัพคลัตช์ในตำแหน่งล๊อคอัพคลัตช์ทำงาน  
(เฉลิมชัย โสมานูตร, 2556)

### 2.1.3 ระบบหน่วง (Retarder)

รีตาร์ดเตอร์ประกอบด้วยสเตเตอร์และโรเตอร์ซึ่งอาศัยหลักการทำงานตามรูปแบบเดียวกับทอร์คคอนเวอร์เตอร์ โดยที่โรเตอร์จะหมุนด้วยความเร็วรอบเท่ากับเครื่องยนต์เสมอ โดยจะทำงานโดยอาศัยน้ำมันไฮดรอลิกในการเข้าไปเป็นตัวหน่วงระหว่างสเตเตอร์กับโรเตอร์ทำให้กำลังขาออกมีการหมุนที่ความเร็วรอบและกำลังลดลง เมื่อมีสัญญาณคำสั่งการทำงานโซลินอยด์วาล์วจะทำการเปิดลูกสูบและใช้ระบบนิวเมติกจะดันน้ำมันไฮดรอลิกเข้าไปเพื่อที่จะควบคุมการเบรกโดยในระบบจะมีวาล์วควบคุมแรงดันในระบบเพื่อไม่ให้มีค่าแรงดันที่เกิน

การเบรกด้วยตัวหน่วงจะทำให้เกิดความร้อนสูง ความร้อนจะถูกระบายด้วยเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ทำงานร่วมกับเครื่องระบายความร้อนของเครื่องยนต์เมื่อไม่มีการใช้งานระบบตัวหน่วง น้ำมันไฮดรอลิกจะถูกพักไว้ที่ถังพัก



รูปที่ 2.15 แสดงส่วนประกอบของระบบหน่วง (เฉลิมชัย โสมาบุตร, 2556)

1. เพลาขับ
2. โรเตอร์
3. สเตเตอร์
4. อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน
5. จุดระบายน้ำมัน
6. อ่างเก็บน้ำมัน

#### 2.1.4 คุณสมบัติของน้ำมันเกียร์อัตโนมัติ (Automatic Transmission Fluid-ATF)

น้ำมันเกียร์อัตโนมัติผลิตมาจากน้ำมันปิโตรเลียมเกรดสูงพิเศษผสมกับตัวเติมพิเศษหลายอย่างใช้หล่อลื่นเกียร์อัตโนมัติ

##### 2.1.4.1 หน้าที่ของน้ำมันเกียร์อัตโนมัติ

1. ถ่ายทอดแรงบิดจากทอร์คคอนเวอร์เตอร์ไปยังเกียร์
2. ควบคุมระบบ (ไฮดรอลิก) การทำงานของคลัตช์และเบรกในส่วนของชุดเกียร์
3. หล่อลื่นชุดเฟืองเพ็ญและชิ้นส่วนเคลื่อนที่อื่น

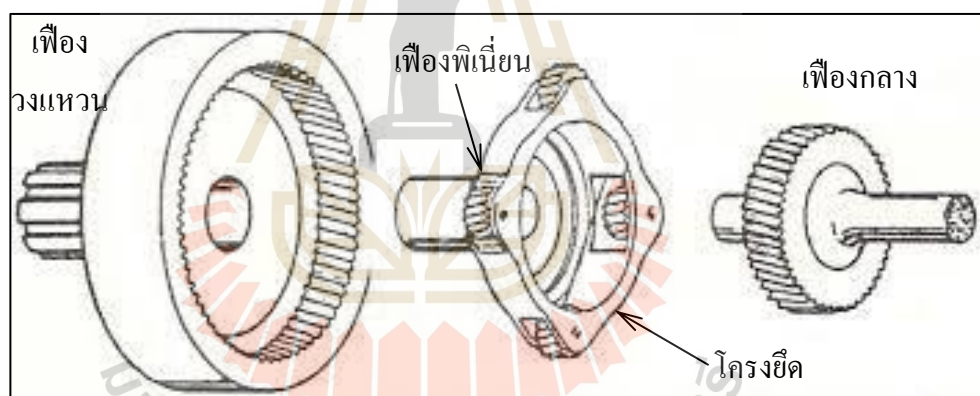
#### 4. ระบายความร้อนชิ้นส่วนที่เคลื่อนที่

##### 2.1.4.2 การระบายความร้อนน้ำมันเกียร์อัตโนมัติ

การส่งถ่ายกำลังผ่านน้ำมันเกียร์ในทอร์กคอนเวอร์เตอร์ การใช้น้ำมันเกียร์ควบคุมการทำงานและการหล่อลื่น ย่อมเกิดความร้อนกับน้ำมันเพื่อรักษาคุณสมบัติและอายุการใช้งานของซิลและน้ำมันเกียร์ ต้องถ่ายเทความร้อนส่วนเกินด้วยแผงระบายความร้อน แล้วหมุนเวียนกลับสู่ทอร์กคอนเวอร์เตอร์

##### 2.1.5 แพลนเนตารีเกียร์ (Planetary Gear)

ชุดเฟืองแพลนเนตารี ( Planetary Gear) หรือ ชุดเฟืองพระเคราะห์ หรือชุดเฟืองโคจร ประกอบด้วยชุดเฟืองพีเนียน (Pinion Gear) เฟืองกลาง (Sun Gear) เฟืองวงแหวน (Ring Gear) และโครงยึดเฟือง (Carrier) เป็นชุดทดแรงส่งถ่ายกำลังโดยมีชุดคลัตช์และเบรก เป็นชุดควบคุมให้ทำงานตามความดันน้ำมันเกียร์อัตโนมัติ ทิศทางหมุนกำหนดจากทางทอร์กคอนเวอร์เตอร์ มีโครงสร้าง หน้าที่และหลักการทำงาน ดังแสดงในรูป 2.16



รูปที่ 2.16 แสดงลักษณะของชุดเฟืองแพลนเนตารีแบบชั้นเดียว (เฉลิมชัย โสมานบุตร, 2556)

##### 2.1.5.1 หน้าที่ของชุดเฟืองแพลนเนตารี

1. เปลี่ยนทิศทางการหมุน
2. ส่งถ่ายกำลังได้หลายอัตราทด
3. ใช้เป็นโอเวอร์ไดรฟ์เพื่อเพิ่มความเร็วรอบที่ตัวส่งกำลังออก (Output)

### 2.1.5.2 ส่วนประกอบของชุดเฟืองแพลนเนตารี

ส่วนประกอบของชุดเฟืองแพลนเนตารีแบบชั้นเดียว

#### 1) เฟืองกลาง

เฟืองกลางจะหมุนอิสระอยู่บนเพลาส่งกำลัง (Transmission Shaft) สวมอยู่ระหว่าง กลางเฟืองพีเนียนจะช่วยลดความเร็วรอบเมื่อเป็นเฟืองขับ และเพิ่มความเร็วรอบเมื่อเป็นเฟืองตาม

#### 2) เฟืองพีเนียน (Pinion Gears)

เฟืองพีเนียนจะยึดติดอยู่กับโครงยึดเฟือง และหมุนอิสระรอบตัวเอง เฟืองพีเนียนปกติมีอย่างน้อย 3 ตัว เรียกว่าชุดเฟืองแพลนเนตารีชั้นเดียว ถ้าเป็นแบบ 2 ชั้นจะมีเฟืองพีเนียน 6 ตัว อยู่ระหว่างเฟืองวงแหวนกับเฟืองกลาง ทำหน้าที่เหมือนเฟืองสะพาน หมุนด้วยความเร็วมากกว่าเพลาส่งกำลังออก

#### 3) เฟืองวงแหวน

เฟืองวงแหวนจะขบอยู่กับชุดเฟืองพีเนียน เพลาเป็นร่องจำปา (Spline) สวมต่อกับเพลาส่งกำลังออกความเร็วรอบเท่ากับเพลากลาง และทิศทางการหมุนเหมือนกันเพิ่มความเร็วรอบเมื่อเป็นเฟืองขับ และลดความเร็วรอบเมื่อเป็นเฟืองตาม

#### 4) โครงยึดเฟืองแพลนเนตารีเออร์ (Planet Carrier หรือ Housing)

โครงยึดเฟืองแพลนเนตารีเออร์ทำหน้าที่ยึดเฟืองพีเนียน ให้เฟืองพีเนียนหมุนรอบตัวได้ เพิ่มความเร็วรอบเมื่อเป็นเฟืองขับ และลดความเร็วรอบเมื่อเป็นเฟืองตาม ถ้าโครงยึดเฟืองอยู่กับที่ ทิศทางการหมุนของเพลาส่งกำลังออกจะกลับทิศทางเป็นเกียร์ถอยหลัง

### 2.1.6 ระบบควบคุมไฮดรอลิก

ระบบควบคุมไฮดรอลิกในเกียร์อัตโนมัติจะเปลี่ยนแปลงไหลคช่องเครื่องยนต์ (โดยลิ้นคันเร่ง) และความเร็วของรถยนต์ให้เป็นกำลังดันของไฮดรอลิกเพื่อนำไปใช้ในการควบคุมการทำงานของชิ้นส่วน กลไกของชุดเฟืองเปลี่ยนอัตราทดและการเปลี่ยนเกียร์ให้ตรงตามจุดเปลี่ยนเกียร์ของแต่ละตำแหน่งเกียร์ นอกจากนี้ระบบควบคุมไฮดรอลิกยังใช้ในการควบคุมกำลังดันของน้ำมันที่ใช้ในระบบต่างๆ ของเกียร์อัตโนมัติด้วย

การกระทำของวัตถุกับวัตถุอื่นหรือสาเหตุใดก็ตาม แล้วทำให้วัตถุนั้นเกิดการเคลื่อนที่ เกิดจากความดันของของไหลกระทำกับพื้นที่หน้าตัด โดยที่ความสัมพันธ์ของแรง ความดันและพื้นที่หน้าตัดเขียนเป็นสมการได้ดังนี้

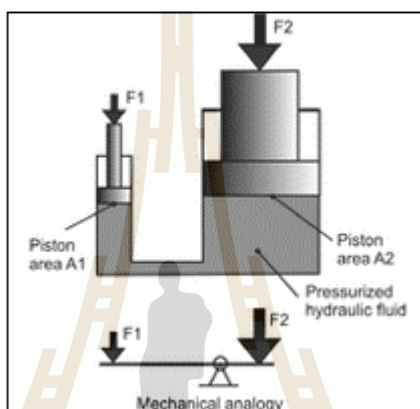
$$F = P \times A \quad (1)$$

โดยที่  $F$  คือ แรงที่กระทำบนพื้นที่ ( $lb$ )

$P$  คือ ความดันของของไหล ( $Psi$ )

$A$  คือ พื้นที่หน้าตัดของวัตถุที่ถูกแรงกระทำ ( $in^2$ )

ในระบบไฮดรอลิกจะต้องมีแรงกระทำเกิดขึ้นอยู่ตลอดเวลาจากกำลังงานของไหลเพื่อให้เกิดการทำงานในระบบได้ ดังแสดงในรูปที่ 2.17



รูปที่ 2.17 แรงที่กระทำในระบบไฮดรอลิก

(<http://www.praguynakorn.com/tips, 2560>)

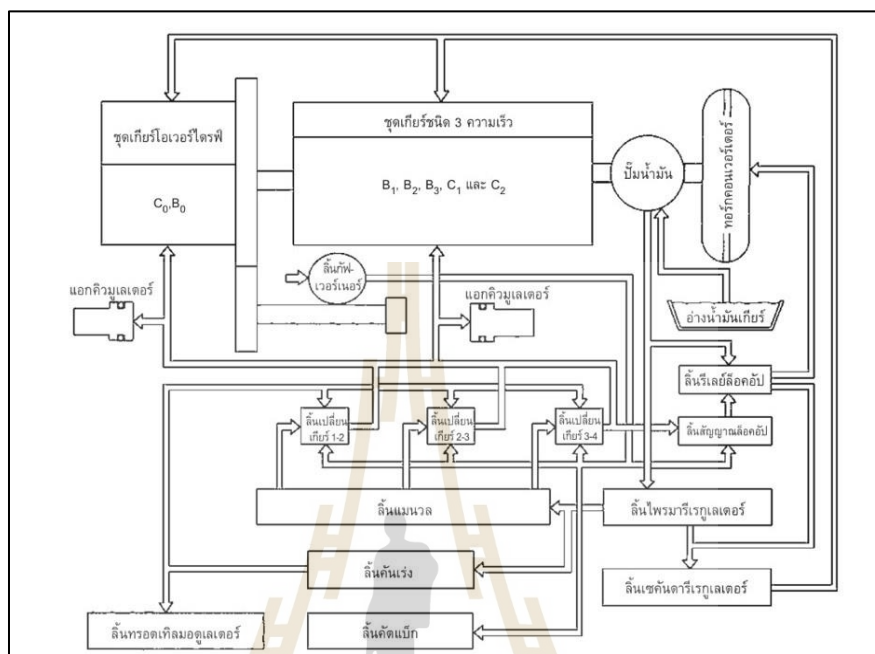
#### 2.1.6.1 โครงสร้างของระบบควบคุมไฮดรอลิก

โครงสร้างของระบบควบคุมไฮดรอลิกจะประกอบไปด้วยชิ้นส่วนดังนี้ คือ

1. บัมพ์น้ำมัน
2. ลิ้นกัฟเวอเนอร์
3. เรือนลิ้นที่บรรจุลิ้นควบคุมต่าง ๆ ไว้ภายใน
4. ชุดลูกสูบของคลัตช์และเบรกแต่ละเกียร์

บัมพ์น้ำมันจะรับแรงมาจากทอร์คคอนเวอร์เตอร์ให้หมุนตามเครื่องยนต์ตลอดเวลา ลิ้นกัฟเวอเนอร์จะรับแรงขับจากเฟืองขับที่ติดอยู่บนเพลาขับของชุดขับเคลื่อนสุดท้าย เพื่อเปลี่ยนความเร็วของรถยนต์ให้เป็นสัญญาณไฮดรอลิกและส่งเข้าไปในเรือนลิ้นที่มีลิ้นควบคุมอยู่หลายตัว ซึ่งจะคอยรับสัญญาณกำลังดันของน้ำมันไฮดรอลิก เพื่อสับเปลี่ยนช่องทางของน้ำมันภายในเรือนลิ้นให้กำลังดันหลักของระบบไหลไปยังลูกสูบของคลัตช์และเบรกที่อยู่ภายในชุดเฟือง

เปลี่ยนอัตราทดให้ทำงานตรงตามตำแหน่งเกียร์ต่าง ๆ ได้ ดังรูปที่ 2.18 แสดงโครงสร้างของระบบควบคุมไฮดรอลิกเบื้องต้น



รูปที่ 2.18 โครงสร้างของระบบไฮดรอลิกเบื้องต้น (เฉลิมชัย โสมาบุตร, 2556)

### 2.1.6.2 กำลังคั้นน้ำมันไฮดรอลิก

กำลังคั้นน้ำมันไฮดรอลิกที่ใช้ควบคุมการเปลี่ยนเกียร์มี 4 กำลังคั้นคือ

#### 1. กำลังคั้นหลักในระบบ (Line Pressure)

จะถูกควบคุมโดยลิ้นไพรมารีเรกูเลเตอร์ โดยเป็นกำลังคั้นหลักกำลังคั้นแรกของทั้งระบบสำหรับส่งต่อไปยังชิ้นส่วนต่าง ๆ ภายในกระปุกเกียร์ได้แก่ คลัตช์ เบรกและรวมไปถึงลิ้นควบคุมต่าง ๆ เพื่อนำกำลังคั้นหลักนี้ไปเปลี่ยนเป็นกำลังคั้นกัฟเวอร์เนอร์ กำลังคั้นลิ้นคั้นแรง กำลังคั้นหล่อลิ้น และกำลังคั้นคอนเวอร์เตอร์ต่อไป

#### 2. กำลังคั้นคอนเวอร์เตอร์และหล่อลิ้น (Torque Converter and Lubrication)

จะถูกควบคุมโดยลิ้นเซคันดารีเรกูเลเตอร์ เป็นกำลังคั้นสำหรับใช้ในการหล่อลิ้นชิ้นส่วนต่าง ๆ ภายในกระปุกเกียร์ และส่งเข้าไปในทอร์กคอนเวอร์เตอร์ แล้วไหลกลับออกมาที่ออยล์คูลเลอร์ (Oil Cooler) เพื่อระบายความร้อนให้กับน้ำมันไฮดรอลิก (น้ำมันเกียร์) ที่ผ่านการใช้งานมาแล้ว



### 3. กำลังดันลีนคันเร่ง (Throttle Pressure)

จะถูกควบคุมโดยลีนคันเร่ง เป็นกำลังดันสำหรับใช้ควบคุมจุดเปลี่ยนเกียร์ให้สัมพันธ์กับโหลดของเครื่องยนต์

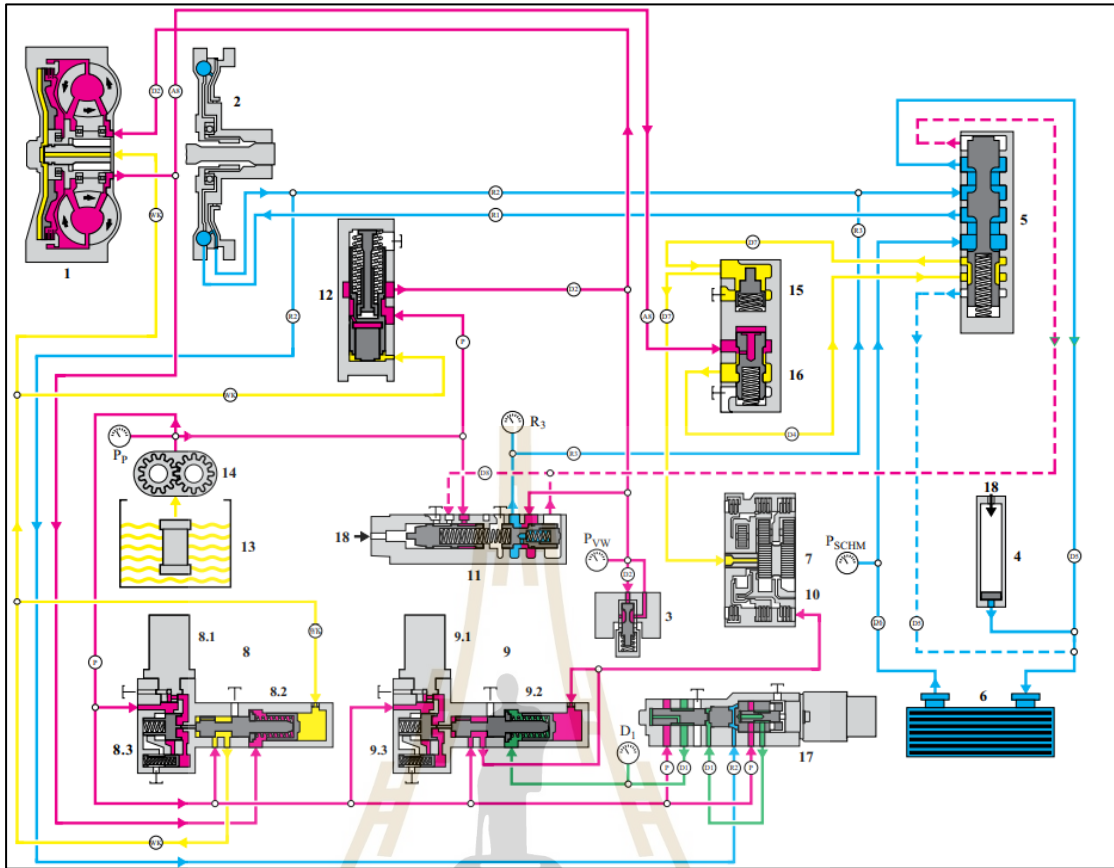
### 4. กำลังดันกัฟเวอร์เนอร์ (Governor Pressure)

จะถูกควบคุมโดยลีนกัฟเวอร์เนอร์ เป็นกำลังดันที่ใช้แทนความเร็วของรถยนต์เพื่อใช้ควบคุมจุดเปลี่ยนเกียร์ให้สัมพันธ์กันกับความเร็วของรถยนต์ อย่างไรก็ตามกำลังดันกัฟเวอร์เนอร์และกำลังดันลีนคันเร่งจะใช้ในการควบคุมและกำหนดจุดเปลี่ยนเกียร์ร่วมกัน โดยให้สัมพันธ์กับความเร็วของรถยนต์และโหลดของรถยนต์

#### 2.1.6.3 ข้อสังเกตสำหรับการตรวจสอบระบบการทำงาน

หลักการทำงานของระบบไฮดรอลิก จะทำงานโดยผ่านการควบคุมจากวาล์วน้ำมันไฮดรอลิกเป็นหลักดังรูปที่ 2.19 โดยจะมีหน้าที่ควบคุมการทำงานของระบบเกียร์ให้ เป็นไปตามจังหวะการใช้งานจะแบ่งระบบแรงดันน้ำมันไฮดรอลิก ได้ดังนี้

1. ระบบแรงดันหลัก
2. แรงดันคันเร่ง
3. ระบบแรงดันทอร์กคอนเวเตอร์
4. แรงดันน้ำมันหล่อลื่น
5. แรงดันรีทาร์ดอร์



รูปที่ 2.19 แสดงอุปกรณ์ควบการทำงานของระบบไฮดรอลิก (ZF Friedrichshafen AG, 1915)

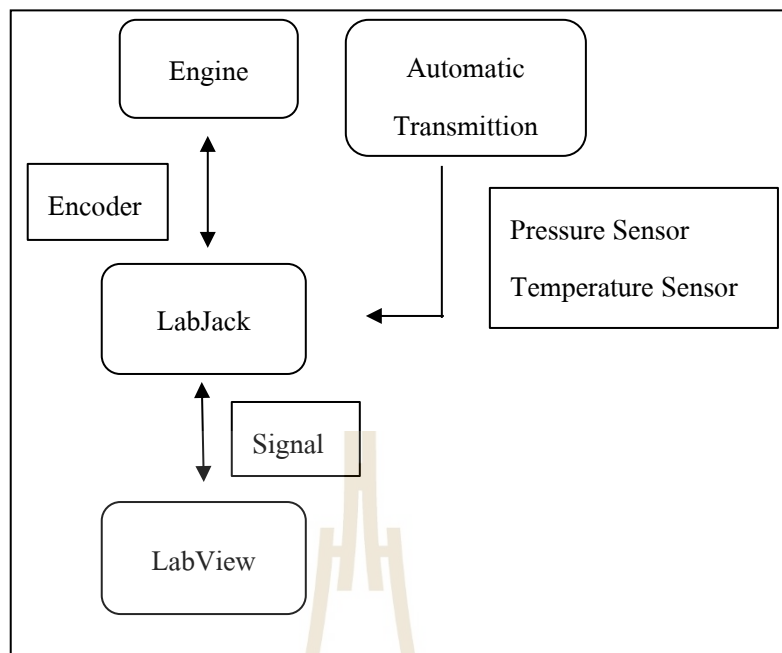
1. Torque converter
2. Retarder
3. วาล์วควบคุมน้ำมันส่วนเกิน (Torque Converter Safety Valve)
4. ถังสะสมลม (Accumulator)
5. วาล์วควบคุมการเปลี่ยนอุณหภูมิ
6. แผงแลกเปลี่ยนอุณหภูมิ
7. ชุดเกียร์ Planet
8. Lock up clutch (Wk)
9. วาล์วควบคุมการทำงานคลัทช์และเบรก
10. คลัทช์และเบรก
11. วาล์วควบคุมการทำงาน Retarder
12. วาล์วควบคุมแรงดันหลัก

13. ตัวกรองน้ำมัน (Filter)
14. ปั๊มน้ำมันไฮดรอลิก
15. แรงดันน้ำมันหล่อลื่น
16. แรงดันหลังผ่าน Torque converter
17. วาล์วแรงดันคันเร่ง
18. ลม

จากที่กล่าวมาข้างต้นสามารถตรวจสอบความผิดปกติของระบบแรงดันน้ำมันได้ โดยการวัดแรงดันน้ำมันไฮดรอลิกของแต่ละระบบแรงดันจะทำให้สามารถประเมินได้ว่าระบบใดเกิดปัญหาต่อการทำงานได้

## 2.2 ระบบด้าแอกควิสติชั่น (Data Acquisition System)

ระบบด้าแอกควิสติชั่น DAQ (Data acquisition) เป็นการเก็บรวบรวมวิเคราะห์ข้อมูลจริงในงานวิจัยทดลองวิทยาศาสตร์และทดสอบงานทางด้านวิศวกรรมเชิงคุณภาพและประสิทธิผลผ่านคอมพิวเตอร์ โดยมีความแตกต่างจากงานระบบคอมพิวเตอร์ทั่วไปตรงที่มี Hardware พิเศษเพื่อตรวจจับสัญญาณทางกายภาพทางวิทยาศาสตร์ อาทิเช่น อุณหภูมิ ความดันอากาศ ก๊าซ อัตราการไหล เป็นต้น แปลงเข้าสู่ระบบคอมพิวเตอร์เป็นรูปแบบในลักษณะสัญญาณทางไฟฟ้า เข้าสู่ระบบคอมพิวเตอร์ผ่าน Software ประยุกต์ที่พัฒนาตามคุณลักษณะของงานวิจัยทดลองนั้นๆ ในลักษณะเวลาจริง (Real Time) ซึ่งในอดีตมักใช้เป็นระบบเฉพาะเจาะจงลงไปตามประเภทงาน ไม่สามารถใช้งานร่วมกับงานวิจัยอื่นได้ ทั้งยังมีราคาที่สูงมาก ทว่าด้วยความสามารถของคอมพิวเตอร์ส่วนบุคคลในปัจจุบัน ประกอบกับการใช้งานที่ง่ายขึ้นของ Software ระบบปฏิบัติการในลักษณะที่เป็นวินโดว์หรือกราฟฟิก ทำให้การประยุกต์เพื่อนำคอมพิวเตอร์มาใช้งานด้าน Data Acquisition นี้มีความเป็นไปได้โดยไม่ยุ่งยาก และให้ความคล่องตัวกับนักวิทยาศาสตร์ นักวิจัยทดลองและวิศวกร เพื่อพัฒนาระบบงานดังกล่าวได้เองจาก Hardware และ Software งานด้าน Data Acquisition ที่มีให้เลือกมากมายหลากหลายผู้ผลิต และสามารถใช้งานร่วมกันได้โดยส่วนใหญ่ ทำให้ราคาระบบโดยรวมมีราคาไม่สูง และให้ประสิทธิผลในการพัฒนาประเทศเชิงเทคโนโลยีได้ดีกว่า



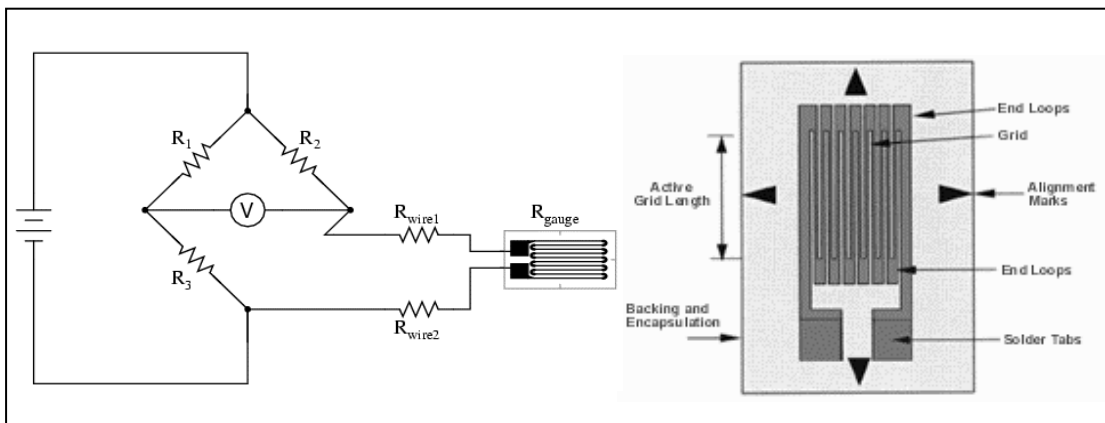
รูปที่ 2.20 แสดงลักษณะการทำงานของระบบ Data Acquisition (ภัทร ชายทวีป, 2564)

## 2.3 เซนเซอร์วัดความดันและอุณหภูมิ

### 2.3.1 Pressure Transmitter

คือ อุปกรณ์ที่ใช้ในการวัดความดันและแปลงสัญญาณออกมาเป็นสัญญาณมาตรฐานที่มีทั้งสัญญาณ Analog 4-20 mA, 0-10 VDC เพื่อนำไปประเมินหรือควบคุมการทำงานของอุปกรณ์ต่าง ๆ โดยที่ Pressure Transmitter แบ่งประเภทย่อย ๆ ตามหลักของการทำงานได้ดังนี้

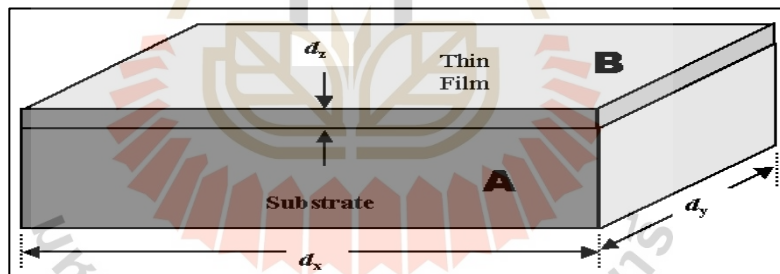
1. Strain Gauges หลักการทำงานคืออาศัยการยึดหดตัวของ Strain gauge ที่ยึดติดอยู่กับแผ่นไดอะแฟรมและต่อวงจรไปยังวงจร วิทสโตนบริดจ์ (Wheatstone Bridge) เพื่อแปลงความดัน (Pressure) ไปเป็นสัญญาณทางไฟฟ้า ลักษณะของ Strain Gauges ดังแสดงในรูปที่ 2.20



รูปที่ 2.21 ลักษณะของ Strain Gauge และวงจรวัดโตนบริดจ์ (ณัฐวุฒิ ประเสริฐการ, 2562)

### 2. Thin Film

เป็นเซนเซอร์ลักษณะแผ่นฟิล์มบางๆ ที่จะรับแรงกดแล้วแสดงค่าแรงดันออกมา นิยมใช้กับงานที่มีแรงดันต่ำ



รูปที่ 2.22 ลักษณะของ thin film (Alper Kocak, 2556)

ไดอะแฟรมจะผลิตจากวัสดุ เช่น เซรามิก เหมาะกับงานที่แรงดันสูง มีความแข็งแรงมากกว่าประเภท Thin Film นิยมใช้ในงานไฮดรอลิก ดังแสดงในรูปที่ 2.21

### 2.3.2 Thermocouple

อุปกรณ์สำหรับวัดอุณหภูมิซึ่งประกอบด้วยลวดโลหะที่แตกต่างกันสองเส้นรวมกันเพื่อสร้างรอยต่อ ถ้าอุณหภูมิที่ปลายทั้ง 2 ด้านไม่เท่ากัน จะเกิดกระแสไหลในโลหะทั้ง 2 เส้นนั้นแสดงว่าถ้าเปิดปลายจุดต่อด้านหนึ่งออก แล้วนำ Voltmeter จะได้แรงเคลื่อนไฟฟ้าระหว่างโลหะ 2 เส้นค่าหนึ่ง (ค่านี้มีปริมาณน้อย หน่วยเป็น mV) เรียกแรงเคลื่อนไฟฟ้านี้ว่า Seebeck Voltage

เทอร์โมคัปเปิลมีหลาย Type ให้เลือก แล้วแต่ย่านอุณหภูมิและลักษณะการใช้ โดยความแตกต่างของแต่ละ Type นี้ เกิดจากการเลือกใช้คู่ของวัสดุ Element ของโลหะที่จะนำมาเชื่อมกัน เพราะโลหะแต่ละชนิดย่อมมีคุณสมบัติพิเศษเฉพาะตัวที่แตกต่างกันอยู่แล้ว เมื่อนำโลหะชนิดต่างๆกัน มาจับคู่เชื่อมเข้าด้วยกันจะทำให้คุณสมบัติ เทอร์โมคัปเปิล (Thermocouple) ที่ได้แตกต่างกันไป นอกจากนี้ได้มีการทดลองผสมโลหะต่างชนิดเข้าด้วยกัน เพื่อปรับปรุงคุณสมบัติของโลหะเดิมให้ดีขึ้นหรือเพื่อใช้แทนโลหะบางชนิดที่ใช้ทำอยู่เดิม เช่น แพลทินัมเนื่องจากมีราคาสูง ตัวอย่างโลหะผสมที่เกิดขึ้น เช่น โครเมล (Cromel) คือ โลหะผสมของนิกเกิล 90% และโครเมียม 10% อลูเมล (Alumel) คือ โลหะผสมของนิกเกิล 95% อะลูมิเนียม 2% แมงกานีส 2% และซิลิคอน 1% คอนสแตนแตน (Constantan) คือ โลหะผสมของทองแดง 60% และนิกเกิล 40% เป็นต้น

### 2.3.3 Tachometer

รังสีอินฟราเรด ( Infrared ) แสงที่ไม่สามารถมองเห็นได้ด้วยตาเปล่าโดยจะมีช่วงความถี่อยู่ที่ 10<sup>11</sup>-10<sup>14</sup> เฮิร์ตซ์หรือความยาวคลื่น 10<sup>-3</sup> - 10<sup>-6</sup> m เนื่องจากแสงอินฟราเรดมีระยะความยาวคลื่นที่สั้นทำให้มีคุณสมบัติที่เด่น คือ เดินทางเป็นแนวเส้นตรง และไม่สามารถเดินทางผ่านวัตถุได้จึงเป็นที่นิยมในการนำมาใช้ในการสื่อสารระยะสั้น อุปกรณ์วัดความเร็วในการเคลื่อนที่ของวัตถุโดยอาศัยรังสีอินฟราเรดการจะมีตัวส่งสัญญาณและรับสัญญาณโดยที่

ส่วนเครื่องส่งจะทำหน้าที่ส่งแสงอินฟราเรดให้กับเครื่องรับใช้ IR LED เป็นตัวขับแสงอินฟราเรด แสงที่ส่งออกมาจะมีความถี่ที่สูงกว่าความถี่ของแสงธรรมดาทั่ว ๆ ไป คือมากกว่า 2000 เฮิร์ตซ์

ส่วนของเครื่องรับจะใช้โฟโตไดโอด โฟโตทรานซิสเตอร์หรือแอลดีอาร์เป็นตัวรับแสงก็ได้โดยที่ทั้งเครื่องรับและส่งจะมีความถี่เท่ากันเพราะถ้าไม่เท่ากันจะไม่สามารถรับส่งสัญญาณได้

#### 2.3.3.1 หลักการทำงานของอินฟราเรด

อินฟราเรดเซนเซอร์จะมีหลักการทำงานคือ จะส่งแสงอินฟราเรดจากเครื่องรับไปยังเครื่องส่งโดยจะแบ่งออกได้เป็น 2 ประเภทใหญ่ ๆ คือเครื่องรับและส่งอยู่ที่เดียวกัน และเครื่องรับและส่งอยู่คนละที่

เครื่องรับและส่งอยู่ที่เดียวกัน จะใช้หลักการสะท้อนกับวัตถุเมื่อมีวัตถุผ่านหรือขวางกั้นอยู่ เพื่อให้ระบบทำงานแต่ถ้าวัตถุไม่สะท้อนแสงหรือสะท้อนแสงได้น้อยตัวเซนเซอร์จะไม่ทำงานหรือทำงานได้ไม่ดี

เครื่องรับเครื่องส่งอยู่คนละที่ จะอาศัยหลักการตัดเส้นทางเดินของแสงเมื่อมีการตัดเส้นทางเดินของแสงระบบจะทำงาน

### 2.3.3.2 ประเภทของเครื่องวัดความเร็วรอบ

เครื่องวัดความเร็วรอบสามารถจำแนกประเภทได้ออกเป็น 2 ประเภทคือ

#### 1) เครื่องมือวัดความเร็วรอบแบบสัมผัส (Contact Tachometer)

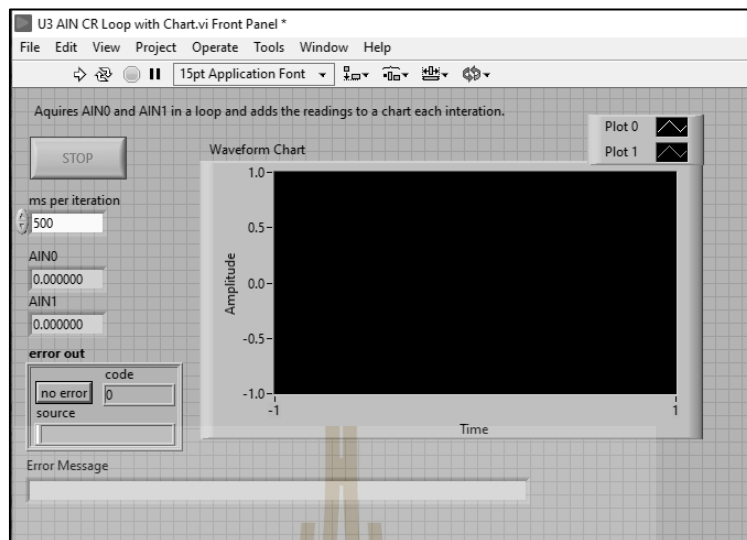
ทำการสัมผัสเครื่องมือวัดกับแกนมอเตอร์หรือสายพานของมอเตอร์ที่เราต้องการวัดความเร็ว การทำงานโดยการวางล้อหมุนได้อย่างอิสระสัมผัสโดยตรงกับเพลาลูกหมุนหรือแผ่นดิสก์หรือแผ่นเพลลาขับเคลื่อนล้อสร้างพัลส์ที่มีการอ่านโดยเครื่องวัดความเร็วและเปลี่ยนเป็นรอบต่อนาที ความเร็วเชิงเส้นและระยะทางยังสามารถคำนวณได้

#### 2) เครื่องมือวัดความเร็วรอบแบบไม่สัมผัส (Non-Contact Tachometer)

เป็นเครื่องวัดความเร็วรอบแบบดิจิทัลโดยการใช้แสงเลเซอร์ที่ใช้ในการวัดรอบต่อนาทีโดยการวัดจำนวนผลัดผิวสะท้อนแสงทำให้ในหนึ่งนาที

## 2.4 โปรแกรมแลปวิว

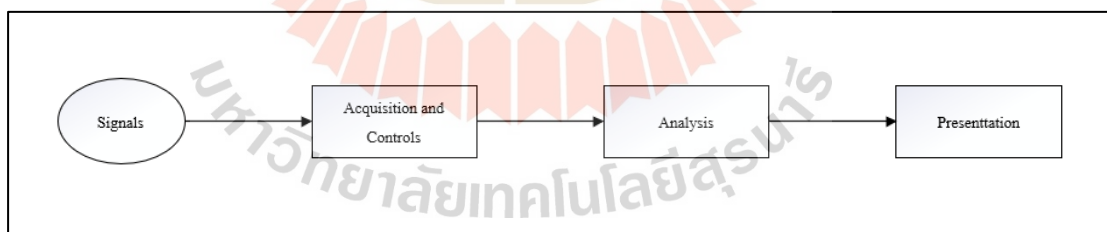
LabVIEW ย่อมาจาก Laboratory Virtual Instrument Engineering Workbench โปรแกรมที่พัฒนาขึ้นโดยใช้ LABVIEW จะเรียกว่า Virtual Instrument หรือจะเรียกย่อ ๆ ว่า VI ซึ่งหมายถึงเครื่องมือวัดเสมือนจริง การสร้าง Oscilloscope ขึ้นบนหน้าจอคอมพิวเตอร์โปรแกรมแลปวิวจึงเป็นโปรแกรมที่สามารถนำมาใช้งานสำหรับงานทางด้านวิศวกรรมเครื่องมือวัดเสมือนจริงในห้องปฏิบัติการทางวิศวกรรมโดยมีวัตถุประสงค์หลักของโปรแกรมก็คือการจัดการด้านการวัดและเครื่องมืออย่างมีประสิทธิภาพ ในโปรแกรมจะประกอบไปด้วยฟังก์ชันที่ใช้ในงานด้านการวัดมากมาย โปรแกรมแลปวิวจัดอยู่ในโปรแกรมประเภท GUI (Graphic User Interface) ลักษณะภาษาที่ใช้ในการเขียนโปรแกรมจะเรียกว่าภาษา G หรือภาษารูปภาพ (Graphical Language) ดังแสดงในรูปที่ 2.22



รูปที่ 2.23 แสดงหน้าจอแสดงผลโปรแกรมแลปวิว (ภัทร ชายทวีป, 2564)

#### 2.4.1 DATA FLOW AND PROGRAMING

แลปวิวอาศัยหลักการการทำงานของเครื่องมือวัดหรือการวัดคุมทำให้ผู้ใช้สามารถออกแบบการใช้งานได้ตามต้องการ ซึ่งสามารถแบ่งหลักการทำงานออกได้เป็น 3 ส่วนใหญ่ ได้ดังรูปที่ 2.23



รูปที่ 2.24 Block Diagram เครื่องมือวัดที่สร้างจากแลปวิว (ภัทร ชายทวีป, 2564)

- 1) Acquisition ส่วนที่รับข้อมูลจากสิ่งแวดล้อมภายนอกเข้าสู่ระบบคอมพิวเตอร์ โดยส่งสัญญาณทางไฟฟ้า
- 2) Analysis หลังจากรับสัญญาณจากสิ่งแวดล้อมแล้วสามารถนำข้อมูลที่ได้ผ่านฟังก์ชันในการวิเคราะห์ข้อมูลซึ่งจะสามารถนำข้อมูลที่ไปแสดงผลหรือไปทำการควบคุมในส่วนอื่น ๆ



3) Presentation คือการแสดงผลข้อมูลที่ได้ผ่านการวิเคราะห์หรือสามารถสร้างชุดคำสั่งสำหรับควบคุมการทำงานของโปรแกรม

## 2.4.2 ส่วนประกอบต่างๆ ใน แลปวิว

โปรแกรมแลปวิวมีลักษณะที่แสดงทางจอภาพเสมือนกับอุปกรณ์เครื่องมือวัดทางวิศวกรรมและในด้านหลังจากจะแสดงอุปกรณ์ที่ใช้ในการรับสัญญาณข้อมูลหรือฟังก์ชันต่างๆ ในการทำงานโดยโปรแกรมแลปวิวจะประกอบด้วยส่วนประกอบ 3 ส่วนด้วยกัน

### 2.4.2.1 Front Panel

จะเป็นส่วนที่ใช้สื่อความกันระหว่างผู้ใช้กับโปรแกรมโดยมี Object ที่อยู่บนหน้าจอแสดงผลจะมีอยู่ 3 ประเภท ได้แก่ ส่วน Control Indicator และ Decorations

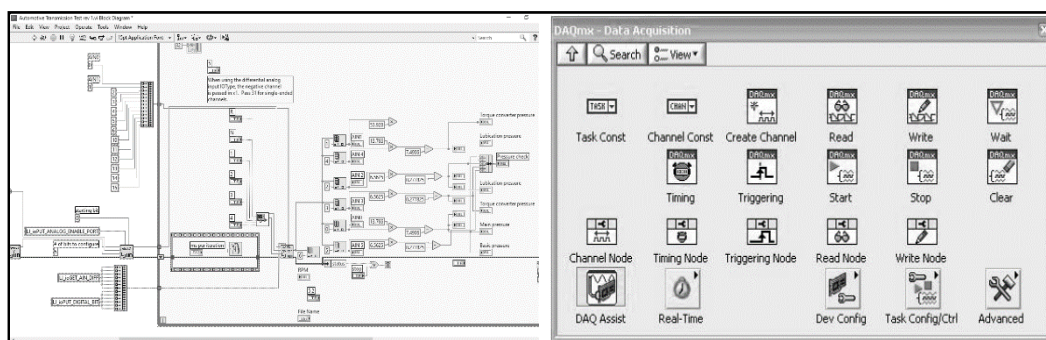


รูปที่ 2.25 Object และ Controls Palette สำหรับออกแบบหน้าแสดงผล (ภัทร ชายทวีป, 2564)

### 2.4.2.2 Block Diagram

ส่วนประกอบภายใน Block Diagram จะประกอบไปด้วย ฟังก์ชัน ค่าคงที่ โปรแกรมควบคุมการทำงานหรือโครงสร้าง ซึ่งสามารถนำข้อมูลในส่วนนี้มาใช้งานได้ในรูปแบบของ Block โดยจะใช้วิธีการต่อสาย (Wire) ในแต่ละ Block ที่เหมาะสมเข้าด้วยกัน เพื่อเป็นการกำหนดทิศทางการไหลของข้อมูลระหว่าง Block เหล่านั้น โดยใน Block จะถูกแบ่งการทำงานในส่วนของ การรับข้อมูลและการส่งข้อมูลซึ่งจะแบ่งในรูปแบบของ Node ซึ่งสามารถแบ่งได้ 3 ชนิดหลัก

- 1) Function
- 2) Sub Vis
- 3) Express VI



รูปที่ 2.26 ตัวอย่างการใช้งาน Block Diagram (ภัทร ชายทวีป, 2564)

### 2.4.3 ประเภทของข้อมูล

ในการดำเนินการสำหรับโปรแกรมแลปวิวจำเป็นจะต้องใช้ชนิดของข้อมูลหลายรูปแบบที่แตกต่างกันออกไปและก็มีบางประเภทที่ใช้เฉพาะใน โปรแกรมแลปวิวเท่านั้น ในโปรแกรมแลปวิวแบ่งชนิดของข้อมูลออกได้เป็น 6 ชนิดดังนี้

- 1) Numeric ข้อมูลประเภทตัวเลข
- 2) Boolean ข้อมูลประเภทที่มีสองค่า คือ True และ false
- 3) String ข้อมูลประเภทที่เป็นตัวอักษร
- 4) Enum ข้อมูลประเภทแสดงให้ผู้ใช้เห็นเป็นตัวหนังสือ แต่ค่าจริงของมันคือตัวเลข
- 5) Dynamic ข้อมูลที่อยู่ในรูปของ Waveform
- 6) Time Stamp ข้อมูลที่ประกอบด้วยวันที่ และเวลาที่มีความละเอียดถึงมิลลิวินาที

### 2.4.4 ขั้นตอนการแปลงสัญญาณจากอนาล็อกเป็นดิจิทัล

ในอุปกรณ์ DAQ ทั่วไปจะมีช่องสำหรับวัดสัญญาณอนาล็อกเรียกว่าช่อง Analog Input ซึ่งจะวัดสัญญาณในช่วง + หรือ - 10V ได้ (แล้วแต่รุ่น) การนำสัญญาณอนาล็อกนี้เข้ามาอยู่ใน PC ซึ่งเป็นฟอร์แมตแบบดิจิทัลจะต้องผ่านอุปกรณ์แปลงสัญญาณที่เรียกว่า Analog-to-Digital Converter (ADC) ซึ่งเป็นกระบวนการในการนำค่าทางดิจิทัล (ซึ่งมีจำนวนจำกัด) มาเขียนแบบค่าอนาล็อก (ซึ่งมีจำนวนไม่จำกัด) โดยกระบวนการนี้มีขั้นตอนบางอย่างที่เราควรทราบเพื่อนำไปปรับแต่งค่าอุปกรณ์ในการดึงสัญญาณ ดังนี้

- 1) Sampling คือ ข้อมูลที่ PC นั้นจะเก็บและประมวลผลข้อมูลในรูปแบบดิจิทัลเท่านั้น กระบวนการนี้จึงเป็นการเปลี่ยนสัญญาณอนาล็อกที่เป็นเส้นกราฟต่อเนื่องให้กลายเป็นจุดของข้อมูลดิจิทัลที่ไม่ต่อเนื่องด้วยวิธีการสุ่มเนื่องสัญญาณ

2) Resolution คือ การสุ่มสัญญาณทางแกนเวลา (แกนแนวนอน) แต่สำหรับแกนแนวตั้งซึ่งเป็นค่าของสัญญาณ ก็จะต้องทำการสุ่มเช่นกันเพื่อเปลี่ยนให้เป็นค่าทางดิจิทัลด้วยวิธีการปิดค่าทศนิยมขึ้นหรือลง

3) Range ความละเอียดของ ADC ในอุปกรณ์แต่ละรุ่นจะถูกกำหนดตายตัวมาจากผู้ผลิต ซึ่งเราไม่สามารถแก้ไขได้แต่เราสามารถเลือก Range ในการวัดให้เหมาะสมได้ เพื่อให้เราได้ใช้ประโยชน์สูงสุดจากความละเอียด

## 2.5 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

### FIELD TESTING OF AN AUTOMATIC TRANSMISSION (AT) OF AN OFF-ROAD VEHICLE

บทความได้นำเสนอเกี่ยวกับผลการทดสอบของเกียร์อัตโนมัติ ZF-4HP24 ที่ใช้ในรถยนต์ออฟโรด Range Rover P38A โดยจะวัดความดันน้ำมันเกียร์อัตโนมัติ (ATF) ที่ตำแหน่งเปลี่ยนเกียร์ในระบบไฮดรอลิก นอกจากนี้ยังมีการวัดค่าความหนืดของน้ำมันเกียร์ขณะเริ่มเดินเครื่อง (ที่อุณหภูมิการทำงานปกติ) และวัดความหนืดของน้ำมันเกียร์หลังจากใช้งานเป็นระยะเวลาสั้น ทำการทดสอบทั้งกรณีก่อนและหลังการเปลี่ยนถ่ายน้ำมันเกียร์และเปลี่ยนไส้กรองน้ำมัน ผลการทดสอบแสดงให้เห็นว่าก่อนเปลี่ยนน้ำมันและไส้กรองน้ำมันพบว่าเกียร์จะทำงานผิดปกติ เมื่อเปลี่ยนน้ำมันและไส้กรองน้ำมันไปแล้วพบว่าเกียร์ทำงานได้เป็นปกติ

### REAL-TIME TEST SYSTEM FOR ELECTRO-HYDRAULIC PROPORTIONAL CONTROL LOOP OF AUTOMATIC TRANSMISSION

บทความได้นำเสนอการทดสอบและประเมินผลระบบควบคุมอิเล็กทรอนิกส์ของเกียร์อัตโนมัติ (AT) และปรับปรุงประสิทธิภาพเกียร์ด้วยต้นทุนที่ถูกลง จึงสร้างแพลตฟอร์มอุปกรณ์จำลอง (Hardware-In-Loop Simulation, HILS) ของระบบควบคุมอิเล็กทรอนิกส์ เพื่อจำลองการควบคุมสัดส่วนไฮดรอลิกไฟฟ้าและทดสอบเอาต์พุตสัญญาณควบคุมจาก TCU ระบบทดสอบเรียลไทม์สำหรับการควบคุมสัดส่วนไฮดรอลิกในแพลตฟอร์มอุปกรณ์จำลอง (Hardware-In-Loop Simulation, HILS) ได้รับการออกแบบพร้อมกัน ประการแรกหาแบบจำลองของอิเล็กทรอนิกส์ ประการที่สองทำการปิดจุดทศนิยมให้เป็นเลขจำนวนเต็มเพื่อเร่งการคำนวณแบบจำลองในไมโครคอนโทรลเลอร์ ประการที่สามออกแบบฮาร์ดแวร์และซอฟต์แวร์ ประการที่สี่สร้างระบบควบคุมอิเล็กทรอนิกส์รวมถึงระบบทดสอบแบบเรียลไทม์สำหรับการควบคุมสัดส่วนด้วยไฟฟ้า

ไฮดรอลิก ประการสุดท้ายดำเนินการทดสอบในสถานะคงตัว (Steady State Test) และทดสอบชั่วคราว (Transient Test) ผลการทดสอบการควบคุมสัดส่วนไฮดรอลิกเป็นไปตามกำหนด

## SIMULATION AND OPTIMIZATION OF AUTOMATIC TRANSMISSION HYDRAULIC CONTROL MODULE

บทความได้นำเสนอแบบจำลองของเกียร์อัตโนมัติ เนื่องจากการทดลองวัดความดันในเกียร์โดยตรงเกิดความผันผวนของความดันที่มีค่าสูง ค่าที่ได้จากแบบจำลองถูกนำมาเปรียบเทียบกับค่าที่ได้จากการทดสอบจริงเพื่อตรวจสอบ (Validation) ความถูกต้องของแบบจำลอง ผลจากการจำลองระบบไฮดรอลิกพบว่ามีปัญหาบางอย่างในโครงสร้างของการควบคุมไฮดรอลิก ซึ่งบ่งชี้ว่าสาเหตุของความผันผวนของความดันในเกียร์คือการไหลย้อนกลับของน้ำมันไฮดรอลิกที่เกิดขึ้นที่ทางเข้าของวาล์วควบคุมความดัน

## ANALYSIS OF THE OIL PRESSURE RULE DURING THE SHIFT PROCESS OF AUTOMATIC TRANSMISSION

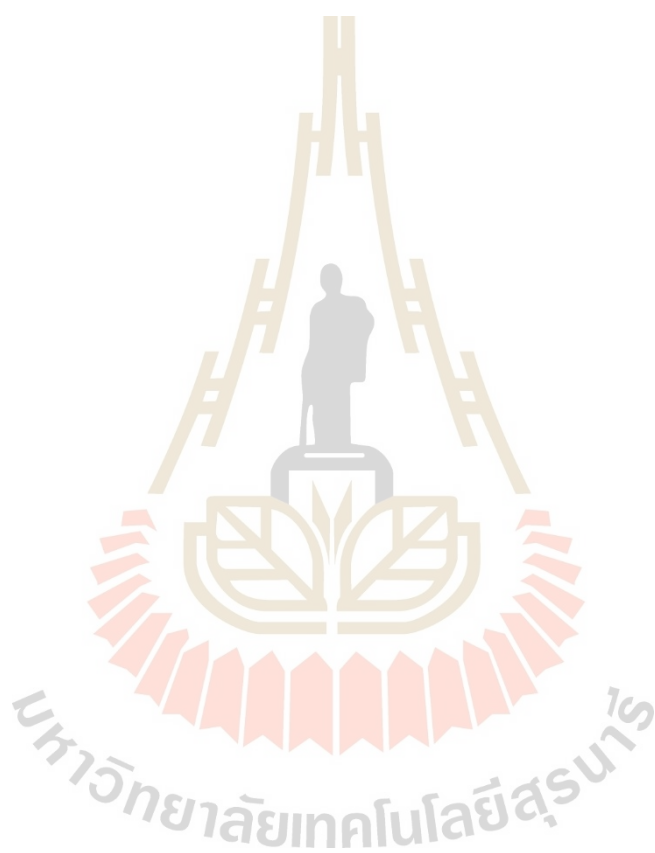
บทความได้นำเสนอการวิเคราะห์ความดันของน้ำมันในเกียร์อัตโนมัติเพื่อปรับปรุงคุณภาพการเปลี่ยนเกียร์อัตโนมัติ (AT) โดยการสร้างแบบจำลองและการจำลองโดยใช้ซอฟต์แวร์ ITI-Simulation X นอกจากนี้ยังมีการออกแบบคลัตช์เปียก (Wet Multi-Plate Clutch) โดยเลือกจากคลัตช์ที่มีการสูญเสียพลังงานน้อยที่สุด

### 2.6 สรุป

จากงานวิจัยที่ได้กล่าวมาแล้วนั้น ระบบส่งกำลังแบบอัตโนมัติของรถบัสโดยสารระหว่างเมืองนั้นมีส่วนประกอบหลัก ๆ ประกอบด้วยระบบการทำงานของทอร์คคอนเวอร์เตอร์ที่ใช้สำหรับการเพิ่มกำลังแรงบิด ระบบบริทาร์ดเดอร์ที่มีหน้าที่สำหรับใช้ในการช่วยเบรกและระบบเฟืองแพลนเนตตารีเกียร์ที่ใช้ในการทดแรงส่งถ่ายกำลัง โดยอาศัยระบบกำลังดันน้ำมันไฮดรอลิกเป็นกลไกขับเคลื่อนระบบต่าง ๆ ให้สามารถใช้งานได้ตามสภาพการใช้งานเมื่อรถบัสโดยสารระหว่างเมืองอยู่ในสถานะต่าง ๆ อยู่ซึ่งทั้งหมดที่กล่าวมาล้วนแต่เป็นระบบที่ทำให้รถบัสโดยสารระหว่างเมืองสามารถใช้งานได้มีประสิทธิภาพ

ในกระบวนการซ่อมบำรุงระบบส่งกำลังแบบอัตโนมัติสามารถใช้โปรแกรมแลปวิวสำหรับเก็บค่าข้อมูลแรงดันน้ำมันไฮดรอลิกที่เงื่อนไขการทดสอบของบริษัทผู้ผลิตและสามารถใช้ฟังก์ชันต่าง ๆ ในการกำหนดเงื่อนไขการทำงานของระบบ โดยทำการรับสัญญาณจาก Hardware พิเศษที่ใช้

รับสัญญาณทางวิศวกรรม โดยเรียกระบบนี้ว่าระบบคาตาแอกควิสติชั่นซึ่งรับสัญญาณทางไฟฟ้าจาก เซนเซอร์วัดสัญญาณจากสิ่งแวดล้อม เช่น เซนเซอร์วัดอุณหภูมิ (Thermocouple Sensor) เซนเซอร์วัดความเร็วรอบ (Tachometer Sensor) และเซนเซอร์วัดกำลังค้ำน้ำหนักไฮดรอลิก (Pressure Transmitter sensor)



## บทที่ 3

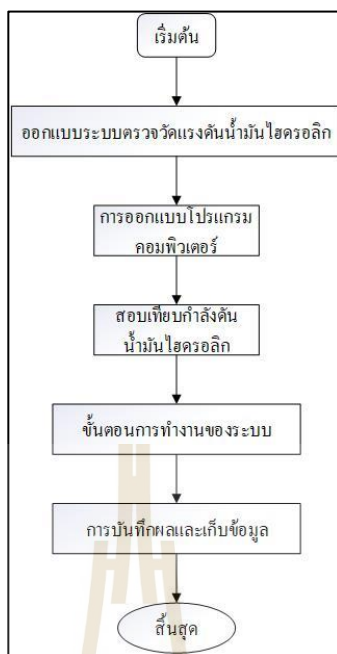
### วิธีดำเนินการวิจัย

#### 3.1 บทนำ

ระบบส่งกำลังทำหน้าที่ส่งผ่านความเร็วและแรงบิดของเครื่องยนต์ในการขับเคลื่อนตัวรถให้เกิดการเคลื่อนที่ประกอบไปด้วย ระบบส่งกำลังแบบธรรมดา (Manual Transmission) และระบบส่งกำลังแบบอัตโนมัติ (Automatic Transmission) จากข้อกำหนดของผู้ผลิตรายระบบส่งกำลังจำเป็นที่จะต้องตรวจสอบการทำงานและซ่อมบำรุงทุก ๆ 200000 km เพื่อลดการพึ่งพาเทคโนโลยีในการทดสอบระบบส่งกำลังจากต่างประเทศที่มีราคาแพงและพัฒนาภายในประเทศ งานวิจัยนี้นำเสนอการออกแบบและสร้างชุดทดสอบระบบส่งกำลังแบบอัตโนมัติ สำหรับรถยนต์โดยสารระหว่างเมือง (City Bus) จากการวัดอุณหภูมิและความดันน้ำมันไฮดรอลิกภายในระบบส่งกำลังที่ความเร็วรอบเครื่องยนต์ 700 และ 2300 rpm ร่วมกับพัฒนาโปรแกรมแลปวิว สำหรับการแสดงผลอุณหภูมิ กำลังดันน้ำมันไฮดรอลิก ความเร็วรอบเครื่องยนต์ และเก็บข้อมูลโดยมีอุปกรณ์ที่อยู่ในระบบหลัก ๆ ให้มีส่วนประกอบอยู่ 2 ส่วนซึ่งประกอบด้วย

1. ต้นกำลังโดยใช้เครื่องยนต์ดีเซล
2. โปรแกรมแสดงผลและบันทึกข้อมูล ประกอบด้วย อุปกรณ์ในการวัดต่าง ๆ อาทิเช่น อุปกรณ์ที่ใช้ในการรับส่งข้อมูลเซ็นเซอร์และคอมพิวเตอร์

เมื่อรวมอุปกรณ์ต่าง ๆ มาเขียนในรูปแผนภาพบล็อกไดอะแกรม (Block Diagram) แสดงขั้นตอนดำเนินงานวิจัยแสดงดังรูปที่ 3.1



รูปที่ 3.1 ขั้นตอนดำเนินงานวิจัย

### 3.2 ระบบตรวจวัดแรงดันน้ำมันไฮดรอลิก

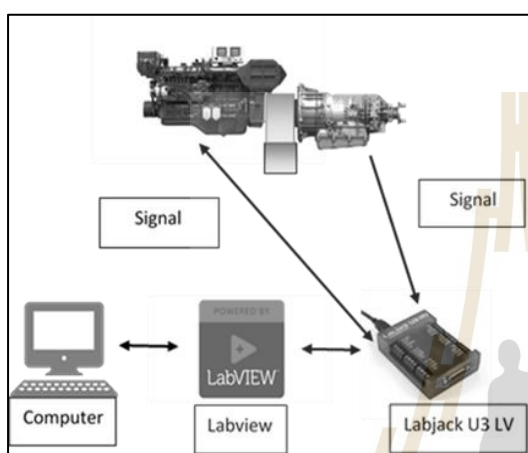
โครงสร้างของชุดทดสอบระบบส่งกำลังแบบอัตโนมัติ จะประกอบไปด้วย 2 ส่วน ได้แก่ ส่วนที่ 1 ส่วนของ Hardware

เครื่องยนต์ดีเซลรุ่น Engine D7C ขนาด 7150 cc จำนวน 6 ลูกสูบ แรงม้า 250 HP. และแรงบิด 900 N-m เชื่อมต่อกับระบบส่งกำลังด้วย Fluid Coupling ซึ่งเป็นระบบส่งกำลังอัตโนมัติ รุ่น 5 HP 500 และรุ่น 4 HP 500 โดยมีอัตราเกียร์ทดตั้งแสดงในตารางที่ 3.1

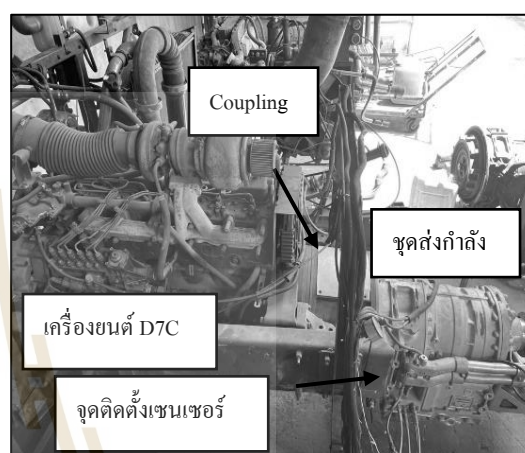
ตารางที่ 3.1 อัตราทดเกียร์ของระบบเกียร์อัตโนมัติรุ่น 4 HP 500 และ 5 HP 500

Gear#	Gear Ratio
1	1: 3.43
2	1: 2.01
3	1: 1.42
4	1: 1
5	1: 0.83
Reverse	1: 4.84

เซนเซอร์วัดอุณหภูมิชนิด Type K, เซนเซอร์วัดกำลังดันน้ำมันไฮดรอลิกและเซนเซอร์วัดความเร็วรอบผ่านทาง Microcontroller LabJack Model U3 LV เชื่อมต่อ (Link) กับคอมพิวเตอร์ด้วย USB type B ดังรูปที่ 3.2 อุปกรณ์ LabJack Model U3 LV มีความทนต่ออุณหภูมิสูงถึง 85°C และมีช่องรับสัญญาณอนาล็อกและดิจิทัลที่พอดีสำหรับระบบตรวจวัดแรงดันน้ำมันไฮดรอลิกสามารถนำมาใช้งานได้โดยง่ายและมีราคาที่ไม่แพงจนเกินไป



(3.2)



(3.3)

รูปที่ 3.2 แสดงอุปกรณ์และการเชื่อมต่อข้อมูล; 3.3 แสดงระบบตรวจวัดกำลังดันน้ำมันไฮดรอลิก

### ส่วนที่ 2 ส่วน Software

โปรแกรมแสดงผลและบันทึกข้อมูลด้วยโปรแกรมแลปวิวซึ่งมีการใช้งานในรูปแบบบล็อกเชื่อมฟังก์ชันในการเข้าหากัน โดยจะใช้บล็อกการเขียนโปรแกรม Labjack U3 Lv ในส่วนของการรับสัญญาณจากสิ่งแวดล้อมและใช้บล็อกของตัวโปรแกรมแลปวิวในการดำเนินการต่าง ๆ ภายในโปรแกรมสามารถทำได้ง่ายและไม่ยุ่งยากนักสำหรับการพัฒนาอีกทั้งยังมีหน้าจอแสดงผลที่สวยงามเหมาะสมสำหรับงานในด้านการเก็บบันทึกข้อมูล

### 3.3 ก่อตั้งควบคุม

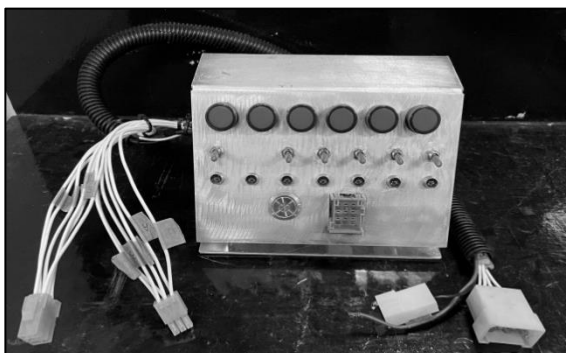
- อุปกรณ์ไฟฟ้าภายในกล่องควบคุมแสดงในรูปที่ 3.4 มีส่วนประกอบต่าง ๆ ดังนี้
- หมายเลข (1) บอร์ด Labjack U3 Lv
  - หมายเลข (2) หม้อแปลงไฟฟ้า ( Transformer 220 Vac To 24 V dc )
  - หมายเลข (3) วงจรเรียงกระแสและปรับลดแรงดันไฟฟ้า
  - หมายเลข (4) สาย USB type B เชื่อมต่อบอร์ด Labjack U3 Lv เข้ากับคอมพิวเตอร์



- หมายเลข (5) วงจรแปลงกระแสไฟฟ้า 4-20 mA เป็นแรงดันไฟฟ้า 0-5 V
- หมายเลข (6) ช่องรับสัญญาณแรงดันทางไฟฟ้าสำหรับการวัดอุณหภูมิ
- หมายเลข (7) ช่องรับสัญญาณแรงดันทางไฟฟ้าสำหรับการวัดความเร็วรอบ
- หมายเลข (8) ช่องรับสัญญาณแรงดันทางไฟฟ้า 4-20 mA สำหรับรับสัญญาณจากเซนเซอร์วัดกำลังดันน้ำมันไฮดรอลิก ( Transmitter Pressure Sensor, Pb lube )
- หมายเลข (9) ช่องรับสัญญาณแรงดันทางไฟฟ้า 4-20 mA สำหรับรับสัญญาณจากเซนเซอร์วัดกำลังดันน้ำมันไฮดรอลิก ( Transmitter Pressure Sensor, Pb Tc )
- หมายเลข (10) ช่องรับสัญญาณแรงดันทางไฟฟ้า 4-20 mA สำหรับรับสัญญาณจากเซนเซอร์วัดกำลังดันน้ำมันไฮดรอลิก ( Transmitter Pressure Sensor, Pb Main )
- หมายเลข (11) วงจรขยายช่องรับสัญญาณบอร์ด Labjack U3 Lv สำหรับการควบคุมตำแหน่งเกียร์



รูปที่ 3.4 อุปกรณ์ไฟฟ้าภายในกล่องควบคุม



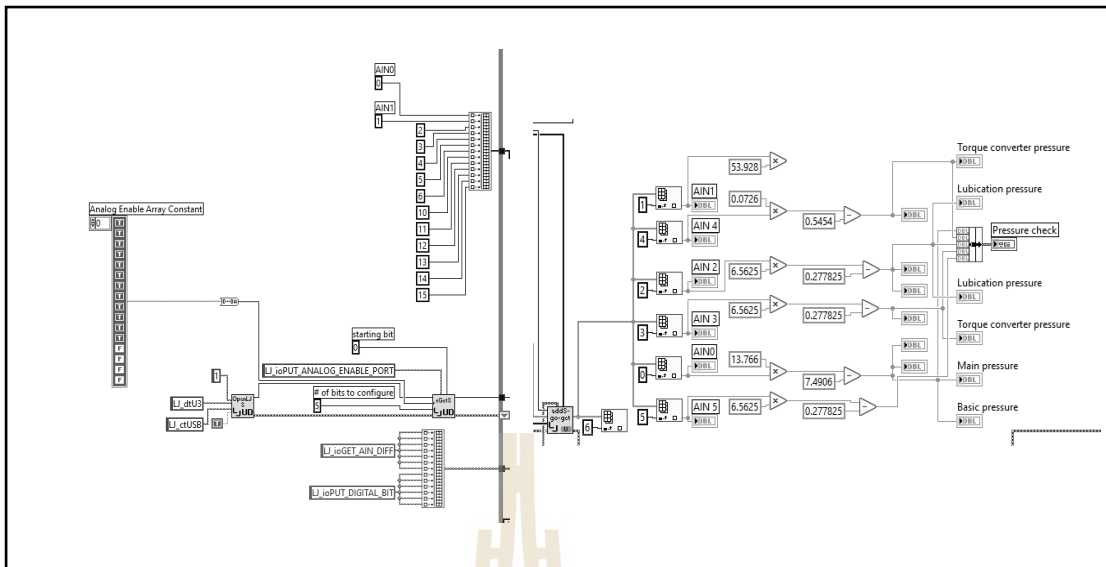
รูปที่ 3.5 อุปกรณ์ควบคุมการเปลี่ยนตำแหน่งเกียร์

จากรูปที่ 3.5 แสดงอุปกรณ์ควบคุมการเปลี่ยนตำแหน่งเกียร์สามารถควบคุมได้ทั้งแบบผ่านชุดควบคุมโดยตรงหรือสามารถควบคุมผ่านหน้าแสดงผลโปรแกรม หลักการทำงานจะใช้ไฟฟ้าแบบกระแสตรง 24 V เข้าไปจ่ายให้กับโซลินอยด์วาล์วจะมีโซลินอยด์วาล์วทั้งหมด 6 ตัว A B C D E F ตามลำดับโดยหลักการทำงานจะจ่ายไฟฟ้ากระแสตรงไปที่โซลินอยด์ทีละคู่เพื่อเปลี่ยนการทำงานของคลัตช์และเบรกเพื่อเปลี่ยนอัตราทดของเกียร์โดยในชุดอุปกรณ์ควบคุมจะอาศัย สวิตซ์ทางไฟฟ้า (Relay) ในการสั่งเปลี่ยนตำแหน่งเกียร์โดยจะมีการสั่งให้โซลินอยด์วาล์วทำงานที่เกียร์ต่าง ๆ ดังแสดงในตารางที่ 3.2

ตารางที่ 3.2 แสดงการทำงานของโซลินอยด์วาล์วที่ตำแหน่งเกียร์ต่าง ๆ

Gear #	A	B	C	D	E	F
Reverse			●			●
Neutral						
Neutral (NBS)	●					
1 st	●					●
2 nd	●				●	
3 rd	●			●		
4 th	●	●				
5th		●		●		



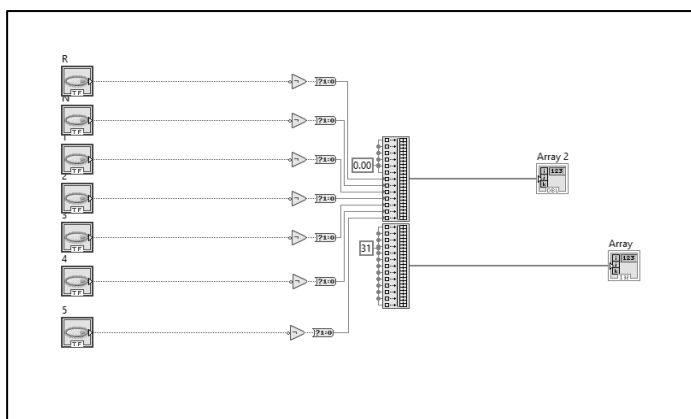


รูปที่ 3.8 แสดงส่วนของโปรแกรมสำหรับเรียกใช้ค่าแรงดันทางไฟฟ้า

จากรูปที่ 3.8 แสดงถึงการเรียกใช้ค่าแรงดันทางไฟฟ้าที่วัดได้จากสิ่งแวดล้อม กำลังดันไฮดรอลิก อุณหภูมิน้ำมันไฮดรอลิก และความเร็วรอบของเครื่องยนต์ และนำข้อมูลที่เข้าสู่ขั้นตอนการดำเนินงานในส่วนประมวลผล

### 3.4.3 การเขียนโปรแกรมเพื่อควบคุมการทำงานตามตำแหน่งเกียร์

ในขั้นตอนการทำงานของระบบตรวจสอบน้ำมันไฮดรอลิกจำเป็นจะต้องควบคุมการทำงานของเกียร์ในตำแหน่งการทำงานที่เกียร์ต่าง ๆ เพื่อดูค่ากำลังดันไฮดรอลิกตามเกณฑ์การตรวจสอบของบริษัทผู้ผลิต โดยในส่วนนี้ได้ออกแบบให้มีคำสั่งในการทำงานของแต่ละเกียร์

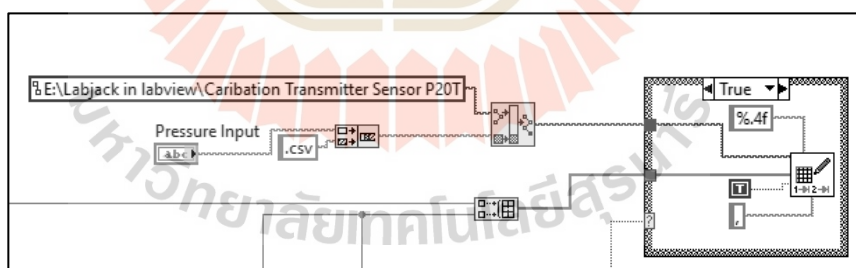


รูปที่ 3.9 แสดงการเขียนโปรแกรมสำหรับกำหนดตำแหน่งเกียร์

จากรูปที่ 3.9 แสดงถึง โปรแกรมสำหรับการกำหนดตำแหน่งเกียร์ โดยมีทั้งหมด 7 เกียร์ N 1 2 3 4 5 และ R ตามลำดับ

#### 3.4.4 การบันทึกข้อมูล

ในขั้นตอนสุดท้ายจำเป็นต้องมีขั้นตอนในการบันทึกข้อมูลเพื่อความสะดวกในการเก็บข้อมูล โดยจะทำการบันทึกข้อมูลเองเมื่อมีข้อมูลผ่านเงื่อนไขการทดสอบ โดยการเขียนโปรแกรม ดังรูปที่ 3.10

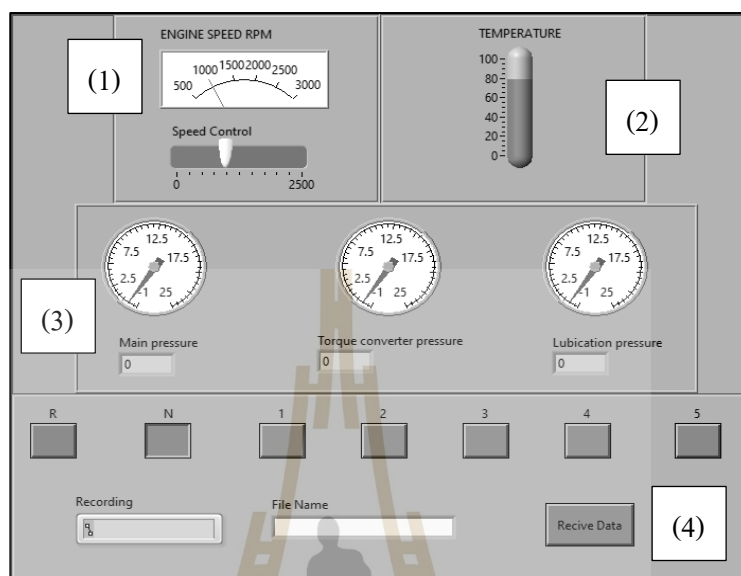


รูปที่ 3.10 โปรแกรมสำหรับบันทึกข้อมูล

#### 3.4.5 หน้าจอแสดงผลโปรแกรม

เป็นการออกแบบหน้าจอแสดงผลสำหรับการทดสอบ โดยโปรแกรมสามารถแสดง อุณหภูมิกำลังดันน้ำมัน ไฮดรอลิกทั้งกำลังดันหลักกำลังดันทอร์คคอนเวอเตอร์และกำลังดัน น้ำมันหล่อลื่นอีกทั้งยังสามารถบันทึกไฟล์ข้อมูลในรูปแบบเรียลไทม์ได้และสามารถดึงไฟล์สำหรับ

นำไปวิเคราะห์ได้ในหลายรูปแบบไฟล์นามสกุลและได้ทำการเขียนหน้าจอแสดงผลสำหรับการสอบเทียบกำลังค้ำดันน้ำมันไฮดรอลิก



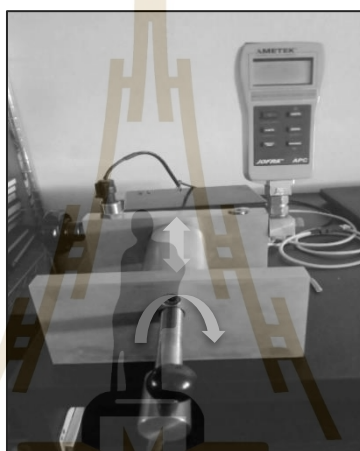
รูปที่ 3.11 หน้าจอโปรแกรมแสดงผล

จากรูปที่ 3.11 แสดงถึงหน้าจอโปรแกรมสำหรับการทำงานของระบบตรวจสอบชุดส่งกำลังโดยจะแบ่งการทำงานออกเป็น 4 ส่วนหลัก ๆ ได้แก่

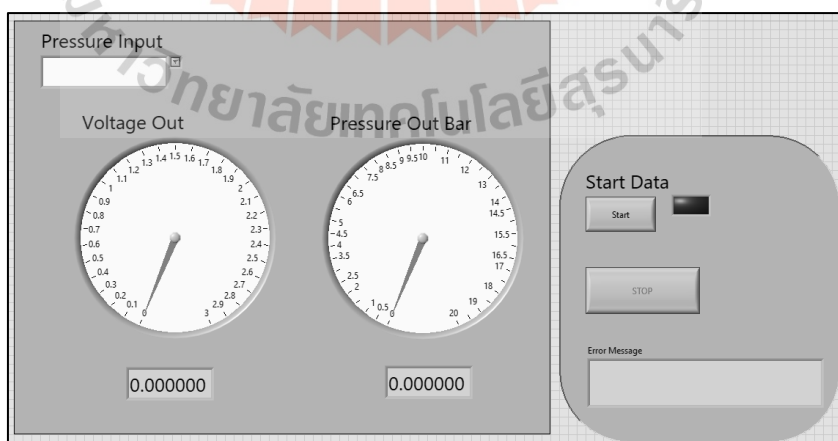
1. สำหรับควบคุมความเร็วรอบของเครื่องยนต์โดยสามารถปรับความเร็วรอบของเครื่องยนต์ได้เองตามต้องการของผู้ใช้งานโดยจะมีหน้าต่างสำหรับบอกความเร็วรอบที่ปรากฏ
2. สำหรับแสดงค่าอุณหภูมิของน้ำมันไฮดรอลิกโดยจะเป็นกำหนดเงื่อนไขการเก็บข้อมูลของระบบทดสอบ
3. สำหรับแสดงผลกำลังค้ำดันน้ำมันไฮดรอลิก กำลังค้ำดันน้ำมันหลัก (Pb Main) กำลังค้ำดันน้ำมันทอร์คคอนเวอเตอร์ (Pb Tc) และกำลังค้ำดันระบบหล่อลื่น (Pb Lube)
4. สำหรับใช้ควบคุมตำแหน่งเกียร์ที่ต้องการเก็บข้อมูลโดยสามารถเลือกที่ตั้งไฟล์และตั้งชื่อไฟล์สำหรับเก็บข้อมูลได้

### 3.5 สอบเทียบกำลังดันน้ำมันไฮดรอลิก

การสอบเทียบกำลังดันน้ำมันไฮดรอลิกโดยใช้เครื่องทดสอบกำลังดันระบบไฮดรอลิกดังแสดงในรูปที่ 3.11 เพื่อวัดแรงดันน้ำมันไฮดรอลิกในหน่วยบาร์จากเครื่องวัดแรงดันน้ำมันไฮดรอลิกที่มีค่ามาตรฐานวัดเทียบกับแรงดันไฟฟ้าที่เกิดขึ้นซึ่งอ่านได้จากเซนเซอร์วัดกำลังดันน้ำมันไฮดรอลิก โดยทำการปรับกำลังดันด้วยการหมุนตามทิศที่ลูกศรแสดงเพื่อลดปริมาณภายในชุดทดสอบซึ่งมีน้ำมันไฮดรอลิกบรรจุอยู่จะทำให้มีกำลังดันน้ำมันไฮดรอลิกมีกำลังดันที่เพิ่มมากขึ้น (Pressure Transmitter Sensor) แล้วนำมาหาความสัมพันธ์เชิงเส้นดังแสดงในรูปที่ 3.13



รูปที่ 3.12 เครื่องทดสอบความดันระบบไฮดรอลิก



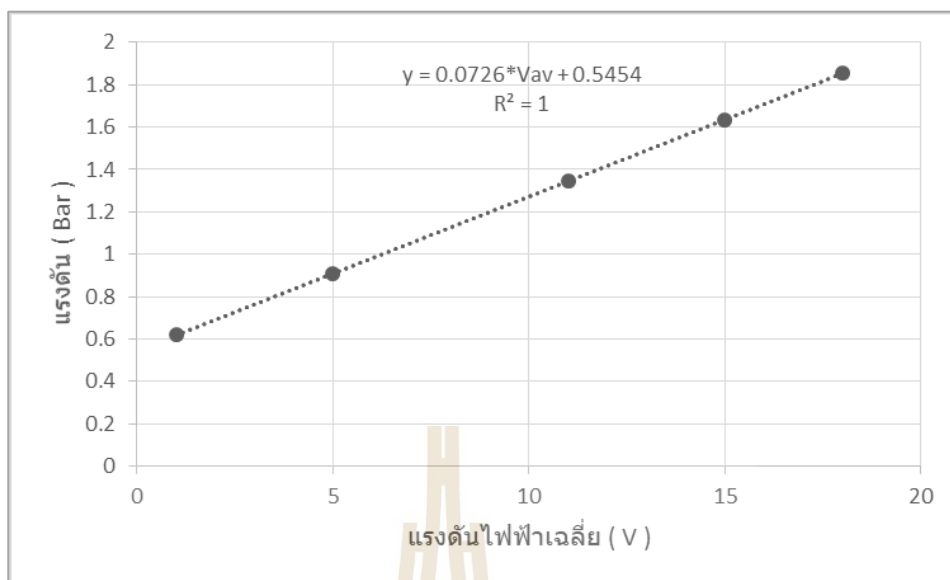
รูปที่ 3.13 หน้าจอโปรแกรมสำหรับสอบเทียบกำลังดันน้ำมันไฮดรอลิก

จากรูปที่ 3.13 แสดงหน้าจอควบคุมและแสดงผลของโปรแกรมสำหรับสอบเทียบเซนเซอร์ โดยหน้าจอสามารถเลือกกำลังดันที่ต้องการสอบเทียบที่ช่อง Pressure Input หลังจากนั้นก็ทำการปรับกำลังดัน โดยทำการหมุนปรับตามรูปที่ 3.12 เพื่อลดปริมาณเมื่อได้ค่ากำลังดันตามที่ต้องการ โดยตรวจสอบได้จากเครื่องวัดกำลังดันน้ำมันไฮดรอลิกที่มีค่ามาตรฐานเมื่อพร้อมทำการเก็บข้อมูลก็เริ่มทำการบันทึกข้อมูล โดยกดไปที่ปุ่ม Start Data โดยที่โปรแกรมจะบันทึกข้อมูลให้เองจำนวน 20 ข้อมูล โดยทำการบันทึกทุก 3 sec เมื่อทำการบันทึกเสร็จแล้วก็สามารถเริ่มการเก็บข้อมูลของกำลังที่ต้องการอื่น ๆ ต่อไป

ตารางที่ 3.3 แสดงข้อมูลการสอบเทียบแรงดันระหว่างแรงดันน้ำมันไฮดรอลิกกับแรงดันไฟฟ้าเฉลี่ย

แรงดัน ( bar )	แรงดันไฟฟ้าเฉลี่ย (V)
1	0.618
5	0.908
11	1.344
15	1.635
18	1.853





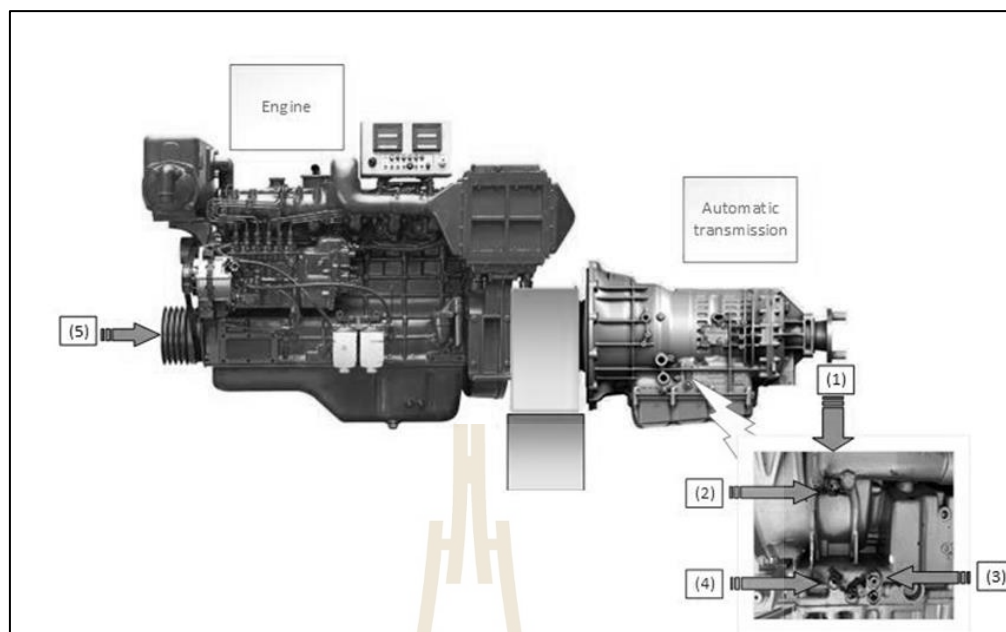
รูปที่ 3.14 ความสัมพันธ์ระหว่างแรงดันน้ำมันไฮดรอลิกกับแรงดันไฟฟ้าเฉลี่ย

จากรูปที่ 3.14 ได้ความสัมพันธ์เชิงเส้นดังสมการที่ 3.1 ผลจากการเก็บข้อมูลระหว่างกำลังดันน้ำมันไฮดรอลิกกับแรงดันไฟฟ้าเฉลี่ย โดยทำการเก็บข้อมูล 20 ข้อมูลที่ตำแหน่งค่ากำลังดันแต่ละจุดแล้วทำการหาค่าเฉลี่ย

$$P = 0.0726 * V_{av} + 0.5454 \quad (3.1)$$

### 3.6 จุดติดตั้งอุปกรณ์

การติดตั้งอุปกรณ์ถูกออกแบบให้ใช้เครื่องยนต์ดีเซลสำหรับให้กำลังต่อระบบส่งกำลังโดยมีคัลบ์ปึงเชื่อมต่อระหว่างเครื่องยนต์เข้ากับชุดส่งกำลัง ดังรูปที่ 3.15



รูปที่ 3.15 ตำแหน่งติดตั้งจุดวัดค่าเซนเซอร์

โดยติดตั้งเซนเซอร์วัดอุณหภูมิชนิด Type K จำนวน 1 จุด (1) , เซนเซอร์วัดความดันน้ำมันไฮดรอลิก จำนวน 3 จุด (2-4) , ชนิด Pressure Transmitter และเซนเซอร์วัดความเร็วรอบ จำนวน 1 จุด (5) , ชนิดฮอลล์เอฟเฟ็กต์

หมายเลข (1) เซนเซอร์วัดอุณหภูมิ (Temperature Sensor)

หมายเลข (2) เซนเซอร์วัดกำลังดันน้ำมันไฮดรอลิก (Transmitter Pressure Sensor, Pb Lube)

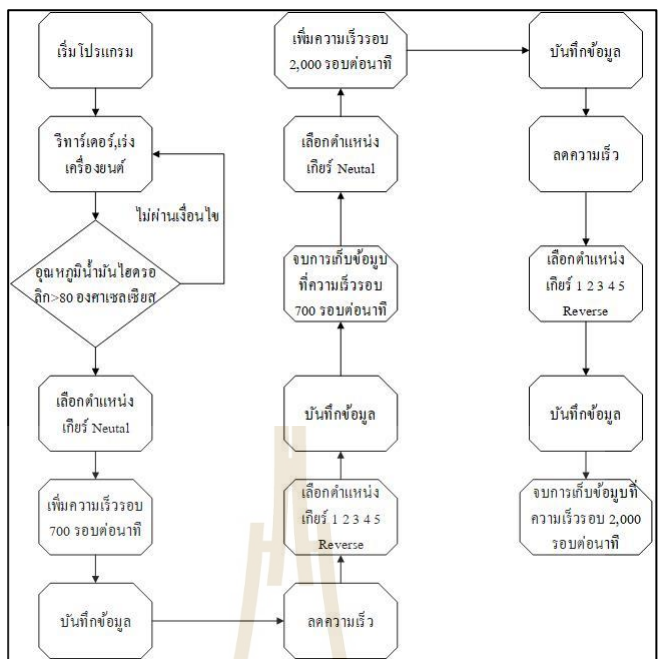
หมายเลข (3) เซนเซอร์วัดกำลังดันน้ำมันไฮดรอลิก (Transmitter Pressure Sensor, Pb Tc)

หมายเลข (4) เซนเซอร์วัดกำลังดันน้ำมันไฮดรอลิก (Transmitter Pressure Sensor, Pb Main)

หมายเลข (5) เซนเซอร์วัดความเร็วรอบ (Tachometer Sensor)

### 3.7 ขั้นตอนการทำงานของระบบ

เงื่อนไขการทดสอบสามารถแสดงในรูปแบบผังงานดังแสดงในรูปที่ 3.16



รูปที่ 3.16 ขั้นตอนการตรวจสอบกำลังดันไฮดรอลิกของชุดระบบส่งกำลังแบบอัตโนมัติด้วยโปรแกรมแลปวิว

จากรูปที่ 3.16 ขั้นตอนการตรวจสอบกำลังดันไฮดรอลิกของชุดระบบส่งกำลังแบบอัตโนมัติด้วยโปรแกรมแลปวิว โดยจะทำการทดสอบที่ความเร็วรอบ 700 และ 2000 rpm โดยจะเริ่มต้นจากการสตาร์ทเครื่องยนต์ที่รอบเดินเบา (Idle Speed) และเพื่อให้อุณหภูมิของน้ำมันไฮดรอลิก อยู่ในช่วง 80-90°C โดยทำการใช้งานรีটারเตอร์แล้วเร่งกำลังของเครื่องยนต์ 30 sec แล้วหยุดการใช้งานรีটারเตอร์พร้อมกับลดกำลังของเครื่องยนต์ซึ่งจะทำให้อุณหภูมิลดลงลง ๆ เพิ่มสูงขึ้นทำแบบนี้ซ้ำ ๆ จนทำให้อุณหภูมิของน้ำมันไฮดรอลิกสูงถึง 80°C ซึ่งผ่านเงื่อนไขการทดสอบแล้วให้ปรับตำแหน่งเกียร์ไปที่เกียร์ Neutral แล้วเพิ่มความเร็วยุโรปของเครื่องยนต์ไปที่ 700 rpm เมื่อตัวแปรควบคุมอยู่ในเงื่อนไขที่กำหนดแล้วจึงเข้าสู่กระบวนการวัดกำลังน้ำมันไฮดรอลิก โดยการกดบันทึกข้อมูลทั้งหมด 3 ข้อมูลเพื่อเพิ่มความน่าเชื่อถือของข้อมูล หลังจากนั้นให้ลดความเร็วรอบลงไปที่รอบเดินเบา (Idle Speed) แล้วทำการวัดกำลังน้ำมันไฮดรอลิกที่เกียร์ 1 2 3 4 5 และ Reverse ต่อไปจนครบเงื่อนไขการทดสอบที่ความเร็วรอบ 700 รอบ ต่อจากนั้นทำการเก็บข้อมูลของชุดความเร็วรอบ 2000 rpm (Full load) โดยขั้นตอนการเก็บข้อมูลจะทำการทดลองแบบเดียวกันแต่จะเปลี่ยนความเร็วรอบของเครื่องยนต์จากความเร็วรอบที่ 700 เป็น 2000 rpm ตามลำดับ

### 3.8 การบันทึกผลและเก็บข้อมูล

การออกแบบโปรแกรมบันทึกผลอาศัยหลักเกณฑ์มาตรฐานการทดสอบจากบริษัทผู้ผลิตระบบส่งกำลังโดยการควบคุมอุณหภูมิการทดสอบ ความเร็วรอบและค่าของกำลังคั้นน้ำมันไฮดรอลิกโดยทำการเก็บข้อมูลที่การทำงานที่ความเร็วรอบ 700 2000 rpm ตามลำดับ ทำการบันทึกข้อมูลแต่ละชุดทั้งหมด 3 ครั้งซึ่งเกณฑ์การตรวจสอบของบริษัทแสดงดังตารางที่ 3.3 และ 3.4 โดยการทดสอบจะทดสอบโดยทดสอบระบบส่งกำลังทั้งหมด 2 รุ่น รุ่นละ 2 ตัว ดังต่อไปนี้

1. ผลการทดสอบระบบส่งกำลังที่ยังไม่ผ่านการซ่อมบำรุง รุ่น 5 Hp 500
2. ผลการทดสอบระบบส่งกำลังที่ยังไม่ผ่านการใช้งาน (เกียร์ใหม่) รุ่น 5 Hp 500
3. ผลการทดสอบระบบส่งกำลังที่ผ่านการซ่อมบำรุง 2 ตัว รุ่น 4 Hp 500

#### Pressure Checks

ตารางที่ 3.4 Pressure Check Idle 700 RPM ประเทศอังกฤษ (ZF Friedrichshafen AG, 2458)

Gear	N input RPM	Pb (bar) 8.0-15.0	Pb tc (bar) 3.0-4.0	P lube (bar) 0.2-0.7	Temp (°C) 80-90
R	700	8.0 - 15.0	3.0 - 4.0	0.2 - 0.7	80
N		8.0 - 15.0	3.0 - 4.0	0.2 - 0.7	80
1		8.0 - 15.0	3.0 - 4.0	0.2 - 0.7	80
2		8.0 - 15.0	3.0 - 4.0	0.2 - 0.7	80
3		8.0 - 15.0	3.0 - 4.0	0.2 - 0.7	80
4		8.0 - 15.0	3.0 - 4.0	0.2 - 0.7	80
5		8.0 - 15.0	3.0 - 4.0	0.2 - 0.7	80

ตารางที่ 3.5 Pressure Check Full Load 2000 RPM ประเทศอังกฤษ (ZF Friedrichshafen AG, 2458)

<b>Gear</b>	<b>N input RPM</b>	<b>Pb (bar) 16.0-20.0</b>	<b>Pb tc (bar) 5.8-7.0</b>	<b>P lube (bar) 1.5-3.5</b>	<b>Temp (°C) 80-90</b>
R	2000	16.0 -20.0	5.8 - 7.0	1.5 – 3.5	80
N		16.0 -20.0	5.8 - 7.0	1.5 – 3.5	80
1		16.0 -20.0	5.8 - 7.0	1.5 – 3.5	80
2		16.0 -20.0	5.8 - 7.0	1.5 – 3.5	80
3		16.0 -20.0	5.8 - 7.0	1.5 – 3.5	80
4		16.0 -20.0	5.8 - 7.0	1.5 – 3.5	80
5		16.0 -20.0	5.8 - 7.0	1.5 – 3.5	80

ตารางที่ 3.6 Pressure Check Idle 700 RPM ประเทศสิงคโปร์ (ZF Friedrichshafen AG, 2458)

<b>Gear</b>	<b>N input RPM</b>	<b>Pb (bar) 7.0-15.0</b>	<b>Pb tc (bar) 4.0-5.5</b>	<b>P lube (bar) 0.8-1.8</b>	<b>Temp (°C) 20-40</b>
R	700	7.0 - 15.0	4.0 – 5.5	0.8 - 1.8	20 - 40
N		7.0 - 15.0	4.0 – 5.5	0.8 - 1.8	20 - 40
1		7.0 - 15.0	4.0 – 5.5	0.8 - 1.8	20 - 40
2		7.0 - 15.0	4.0 – 5.5	0.8 - 1.8	20 - 40
3		7.0 - 15.0	4.0 – 5.5	0.8 - 1.8	20 - 40
4		7.0 - 15.0	4.0 – 5.5	0.8 - 1.8	20 - 40
5		7.0 - 15.0	4.0 – 5.5	0.8 - 1.8	20 - 40

ตารางที่ 3.7 Pressure Check Full Load 2000 RPM ประเทศสิงคโปร์ (ZF Friedrichshafen AG, 2458)

<b>Gear</b>	<b>N input RPM</b>	<b>Pb (bar) 18.0-21.0</b>	<b>Pb tc (bar) 6.0-8.5</b>	<b>P lube (bar) 1.8-2.5</b>	<b>Temp (°C) 20-40</b>
R	2000	18.0 -21.0	6.0 - 8.5	1.8 – 2.5	20 - 40
N		18.0 -21.0	6.0 - 8.5	1.8 – 2.5	20 - 40
1		18.0 -21.0	6.0 - 8.5	1.8 – 2.5	20 - 40
2		18.0 -21.0	6.0 - 8.5	1.8 – 2.5	20 - 40
3		18.0 -21.0	6.0 - 8.5	1.8 – 2.5	20 - 40
4		18.0 -21.0	6.0 - 8.5	1.8 – 2.5	20 - 40
5		18.0 -21.0	6.0 - 8.5	1.8 – 2.5	20 - 40

### 3.9 สรุป

การตรวจสอบกำลังดันไฮดรอลิกของระบบส่งกำลังสามารถแบ่งออกได้เป็น 2 ส่วน ได้แก่ ส่วนของ Hardware กับส่วนของ Software โดยในส่วนของ Hardware อาศัยกำลังขาเข้าจากเครื่องยนต์ D7C เชื่อมต่อเข้ากับชุดระบบส่งกำลังโดยใช้ Fluid Coupling เพื่อให้แรงบิดและความเร็วแก่ระบบส่งกำลัง โดยจะมีชุดกล่องควบคุมสำหรับรับส่งสัญญาณทางไฟฟ้าเพื่อควบคุมการทำงานของระบบและในส่วนของ Software ได้ใช้โปรแกรมแลปวิวในการเขียนโปรแกรมสำหรับการควบคุมเงื่อนไขตามเกณฑ์การตรวจสอบของบริษัทผู้ผลิต เพื่อให้เกิดความมั่นใจจากการวัดสัญญาณจึงได้มีการนำ Sensor ที่ใช้ในการทดสอบเข้าทำการสอบเทียบกำลังดันน้ำมันไฮดรอลิกจากเครื่องมือที่ได้มาตรฐาน

## บทที่ 4

### ผลการดำเนินการวิจัยและการอภิปรายผล

#### 4.1 บทนำ

งานวิจัยมุ่งเน้นไปที่การสร้างระบบตรวจสอบกำลังดันน้ำมันไฮดรอลิก โดยทำการวัดกำลังดันน้ำมันไฮดรอลิก เพื่อตรวจสอบว่าระบบส่งกำลังมีระดับกำลังดันน้ำมันไฮดรอลิกผ่านเกณฑ์มาตรฐานของบริษัทผู้ผลิตหรือไม่ ซึ่งผลการทดสอบแบ่งออกเป็นการทดสอบระบบส่งกำลังทั้งหมด 2 รุ่น รุ่นละ 2 ตัว ดังต่อไปนี้

1. ผลการทดสอบระบบส่งกำลังที่ยังไม่ผ่านการซ่อมบำรุง รุ่น 5 Hp 500
2. ผลการทดสอบระบบส่งกำลังที่ยังไม่ผ่านการใช้งาน (เกียร์ใหม่) รุ่น 5 Hp 500
3. ผลการทดสอบระบบส่งกำลังที่ผ่านการซ่อมบำรุง 2 ตัว รุ่น 4 Hp 500

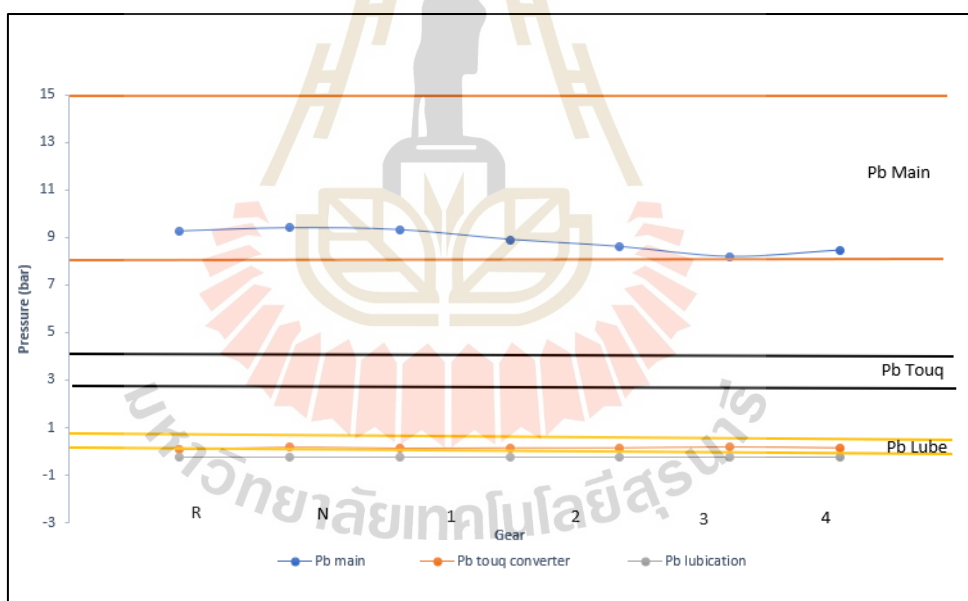
#### 4.2 ผลการทดสอบระบบส่งกำลังที่ยังไม่ผ่านการซ่อมบำรุง รุ่น 5 Hp 500

1. ทำการทดลองที่ความเร็วรอบ 700 และ 2000 rpm
2. อุณหภูมิน้ำมันไฮดรอลิกมีค่าระหว่าง 80-90°C
3. ทำการทดสอบเก็บข้อมูลที่เกียร์ R N 1 2 3 4 5 ตามลำดับ
4. ใช้เกณฑ์ประเมินประเทศอังกฤษ

โดยพบว่า Retarder ไม่สามารถใช้งานได้ทำให้ต้องใช้เวลาในการทดสอบระบบส่งกำลังที่จะสามารถทำให้น้ำมันไฮดรอลิก มีอุณหภูมิที่ต้องการทำการทดสอบ ซึ่งต้องทำการซ่อมบำรุงในส่วนของ Retarder

ตารางที่ 4.1 แรงดันไฮดรอลิกของระบบส่งกำลัง ที่ความเร็วรอบ 700 rpm

Gear	N input RPM	Pb main (bar) 8.0-15.0	Pb tc (bar) 3.0-4.0	Pb lube (bar) 0.2-0.7	Temp (°C) 80-90
R	700	9.26	0.10	-0.26	80
N		9.40	0.17	-0.26	80
1		9.32	0.14	-0.26	80
2		8.91	0.15	-0.26	80
3		8.61	0.15	-0.26	80
4		8.19	0.18	-0.26	80
5		8.46	0.15	-0.26	80



รูปที่ 4.1 แสดงผลของแรงดันน้ำมันไฮดรอลิกที่ตำแหน่งทำงานของเกียร์ต่าง ๆ เทียบกับเกณฑ์การผ่านเงื่อนไขการทดสอบที่ความเร็วรอบ 700 rpm

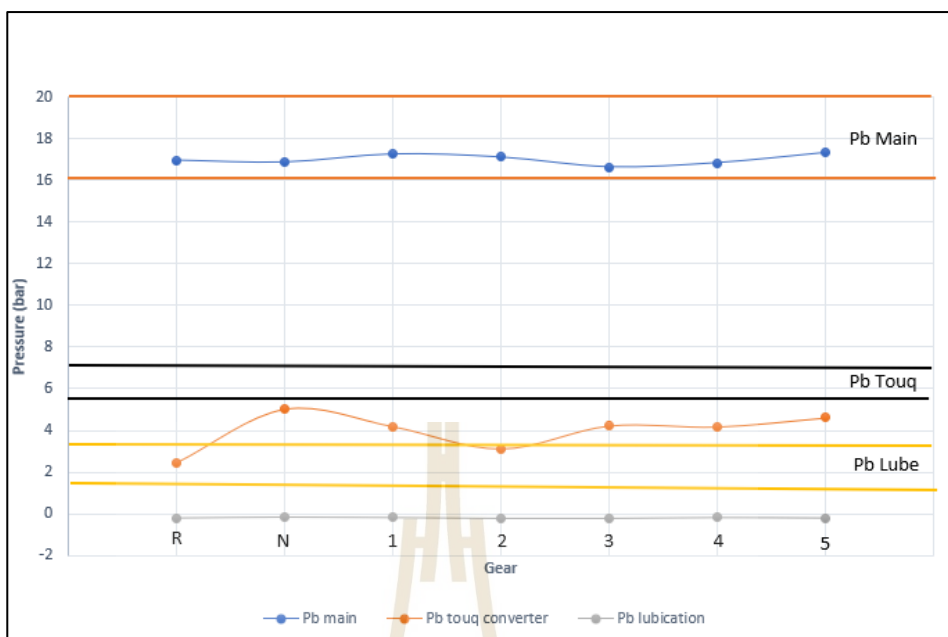
จากรูปที่ 4.1 พบว่ากำลังดันน้ำมันไฮดรอลิกกำลังดันหลัก (Pb Main) ซึ่งเป็นแรงดันหลักที่ใช้ในส่วนของการทำงานของระบบครัชหรือระบบเบรกจากข้อมูลที่วัดได้ พบว่าค่ากำลังดันน้ำมันไฮดรอลิกอยู่ในระดับค่าเกณฑ์มาตรฐานและกำลังดันน้ำมันไฮดรอลิกที่ใช้ในส่วนของการ



ทำงานของระบบทอร์คคอนเวอเตอร์ (Pb Tc) มีกำลังดันน้ำมันไฮดรอลิกอยู่ในช่วงที่มีค่าน้อยกว่าปกติจากค่าเกณฑ์มาตรฐานซึ่งอาจเกิดได้จากยางปะเก็นต่าง ๆ ที่ใช้ในการกันระหว่างห้องกำลังดันน้ำมันทอร์คคอนเวอเตอร์เกิดการรั่วหรืออาจเกิดได้จากวาล์วที่ใช้ควบคุมการทำงานเกิดปัญหาชำรุดและกำลังดันน้ำมันไฮดรอลิกที่ใช้ในส่วนของการทำงานของระบบหล่อลื่นชิ้นส่วนต่าง ๆ (Pb Lube) พบว่ามีค่าที่น้อยกว่าค่าเกณฑ์มาตรฐานซึ่งอาจจะเกิดได้จากยางปะเก็นต่าง ๆ เกิดการสึกหรอหรือวาล์วชำรุด

ตารางที่ 4.2 แรงดันไฮดรอลิกของระบบส่งกำลังที่ความเร็วรอบ 2000 rpm

<b>Gear</b>	<b>N input RPM</b>	<b>Pb (bar) 16.0-20.0</b>	<b>Pb tc (bar) 5.8-7.0</b>	<b>P lube (bar) 1.5-3.5</b>	<b>Temp (°C) 80-90</b>
R	2000	16.97	2.46	-0.20	80
N		16.88	5.03	-0.18	80
1		17.27	4.20	-0.19	80
2		17.12	3.13	-0.21	80
3		16.65	4.23	-0.21	80
4		16.85	4.18	-0.19	80
5		17.34	4.61	-0.20	80



รูปที่ 4.2 แสดงผลของแรงดันน้ำมันไฮดรอลิกที่การทำงานของเกียร์ต่าง ๆ เทียบกับเกณฑ์การผ่านเงื่อนไขการทดสอบ ที่ความเร็วรอบ 2000 rpm

จากรูปที่ 4.2 พบว่ากำลังดันน้ำมันไฮดรอลิกกำลังดันหลัก (Pb Main) ซึ่งเป็นแรงดันหลักที่ใช้ในส่วนของการกดครัชหรือเบรก เมื่อมีการทำงานของระบบส่งกำลังมีค่าที่อยู่ในระดับค่าเกณฑ์มาตรฐาน กำลังดันน้ำมันไฮดรอลิกที่ใช้ในส่วนของการทำงานของทอร์คคอนเวอเตอร์ Torque converter (Pb Tc) มีกำลังดันน้ำมันไฮดรอลิกอยู่ในช่วงที่มีค่าน้อยกว่าปกติจากค่าเกณฑ์มาตรฐาน ซึ่งมีค่ามากขึ้นกว่ากำลังดันน้ำมันไฮดรอลิกที่ความเร็วรอบ 700 rpm ซึ่งแสดงว่าในส่วนของการทำงานยังเกิดกำลังอัดอยู่ที่ความเร็วรอบสูงขึ้นทำให้ประเมินได้ว่าระบบยังสามารถใช้งานได้แต่อาจเกิดการรั่วซึมของยางปะเก็นต่าง ๆ ที่ใช้ในการกั้นระหว่างห้องกำลังดันน้ำมันทอร์คคอนเวอเตอร์ และกำลังดันน้ำมันไฮดรอลิกที่ใช้ในส่วนของการทำงานของระบบที่ใช้ในส่วนของการหล่อลื่น (Pb Lube) ในส่วนต่าง ๆ พบว่ามีค่าที่น้อยกว่าค่าเกณฑ์มาตรฐานและมีค่ากำลังดันน้ำมันไฮดรอลิกใกล้เคียงกับค่ากำลังดันน้ำมันไฮดรอลิกที่ความเร็วรอบ 700 rpm ซึ่งอาจจะเกิดได้จากการสึกหรอหรือวาล์วชำรุด

จากผลการทดลองทั้ง 2 ความเร็วรอบ พบว่าระบบส่งกำลังลูกนี้ยังไม่ผ่านเกณฑ์ประเมินของบริษัทผู้ผลิตซึ่งต้องไปทำการตรวจเช็คอุปกรณ์ต่าง ๆ ที่ใช้ในส่วนการทำงานของการทำงานระบบ retarder ระบบทอร์คคอนเวอเตอร์ และระบบน้ำมันหล่อลื่น

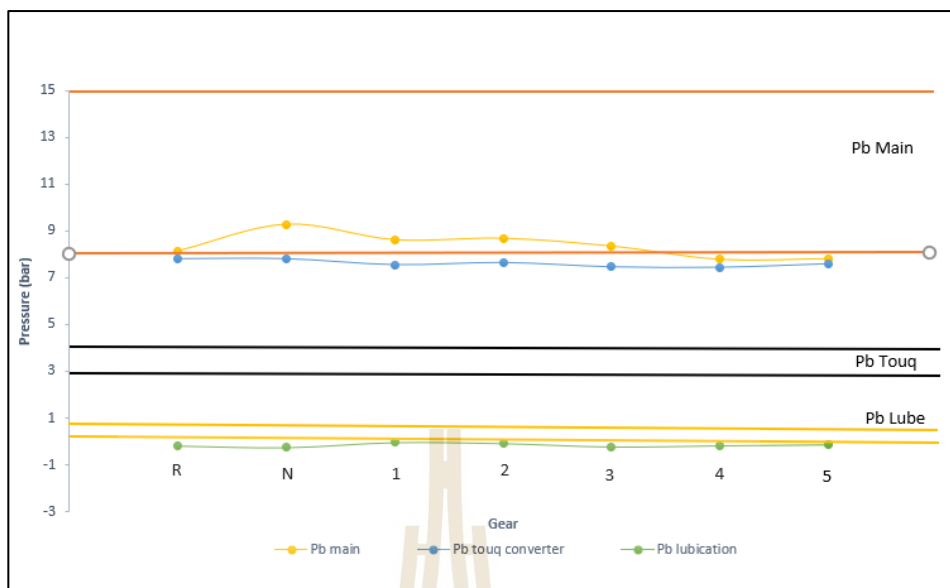
#### 4.3 ผลการทดสอบระบบส่งกำลังที่ยังไม่ผ่านการใช้งาน (เกียร์ใหม่) รุ่น 5 Hp 500

1. ทำการทดลองที่ความเร็วรอบ 700 และ 2000 rpm
2. อุณหภูมิน้ำมันไฮดรอลิกมีค่าระหว่าง 80-90°C
3. ทำการทดสอบเก็บข้อมูลที่เกียร์ R N 1 2 3 4 5 ตามลำดับ
4. ใช้เกณฑ์ประเมินประเทศอังกฤษ

โดยพบว่า Retarder สามารถใช้งานได้ปกติ

ตารางที่ 4.3 แรงดันไฮดรอลิกของระบบส่งกำลังที่ความเร็วรอบ 700 rpm

<b>Gear</b>	<b>N input RPM</b>	<b>Pb (bar) 8.0-15.0</b>	<b>Pb tc (bar) 3.0-4.0</b>	<b>P lube (bar) 0.2-0.7</b>	<b>Temp (°C) 80-90</b>
R	700	8.15	7.81	-0.18	80
N		9.29	7.81	-0.25	80
1		8.63	7.56	-0.04	80
2		8.69	7.65	-0.08	80
3		8.36	7.47	-0.22	80
4		7.79	7.45	-0.17	80
5		7.82	7.60	-0.13	80

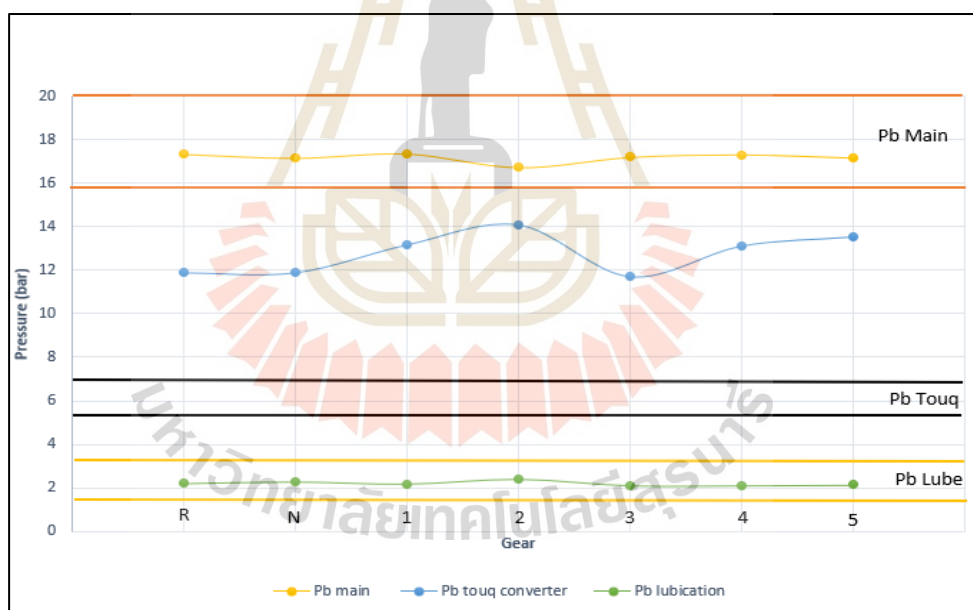


รูปที่ 4.3 แสดงผลของแรงดันน้ำมันไฮดรอลิกที่การทำงานของเกียร์ต่าง ๆ เทียบกับเกณฑ์การผ่านเงื่อนไขที่ความเร็วรอบ 700 rpm

จากรูปที่ 4.3 พบว่ากำลังดันน้ำมันไฮดรอลิกกำลังดันหลัก (Pb Main) ซึ่งเป็นแรงดันหลักที่ใช้ในส่วนของการกดครัชหรือเบรกเมื่อมีการทำงานของระบบส่งกำลังมีค่าที่อยู่ในระดับค่าเกณฑ์มาตรฐาน กำลังดันน้ำมันไฮดรอลิกที่ใช้ในส่วนการทำงานของทอร์คคอนเวอร์เตอร์ Torque converter (Pb Tc) มีกำลังดันน้ำมันไฮดรอลิกอยู่ในช่วงที่มีค่ามากกว่าปกติจากค่าเกณฑ์มาตรฐาน ซึ่งอาจเกิดได้จากยาระบบส่งกำลังที่นำมาทดสอบยังไม่เคยผ่านการใช้งานมาก่อนทำให้กำลังดันน้ำมันไฮดรอลิกมีค่าสูงกว่าค่าเกณฑ์มาตรฐาน ซึ่งเป็นเกณฑ์มาตรฐานที่ใช้ตรวจวัดสำหรับระบบส่งกำลังที่ผ่านการใช้งานมาแล้วกว่า 200000 km และกำลังดันน้ำมันไฮดรอลิกที่ใช้ในส่วนการทำงานของระบบที่ใช้ในส่วนของการหล่อลื่น (Pb Lube) ในส่วนต่าง ๆ พบว่ามีค่าที่น้อยกว่าค่าเกณฑ์มาตรฐานซึ่งอาจจะเกิดได้จากระบบยังไม่ได้นำน้ำมันในส่วนนี้ไปใช้งาน

ตารางที่ 4.4 แรงดันไฮดรอลิกของระบบส่งกำลังที่ความเร็วรอบ 2000 rpm

Gear	N input RPM	Pb (bar) 16.0-20.0	Pb tc (bar) 5.8-7.0	P lube (bar) 1.5-3.5	Temp (°C) 80-90
R	2000	17.34	11.91	2.20	80
N		17.16	11.91	2.27	80
1		17.36	13.19	2.18	80
2		16.72	14.11	2.38	80
3		17.20	11.73	2.11	80
4		17.32	13.14	2.11	80
5		17.17	13.56	2.13	80



รูปที่ 4.4 แสดงผลของแรงดันน้ำมันไฮดรอลิกที่การทำงานของเกียร์ต่าง ๆ เทียบกับเกณฑ์การผ่านเงื่อนไขการทดสอบที่ความเร็วรอบ 2000 rpm

จากรูปที่ 4.4 พบว่ากำลังดันน้ำมันไฮดรอลิกกำลังดันหลัก (Pb Main) ซึ่งเป็นแรงดันหลักที่ใช้ในส่วนของการกดครัชหรือเบรกเมื่อมีการทำงานของระบบส่งกำลังมีค่าที่อยู่ในระดับค่าเกณฑ์มาตรฐาน กำลังดันน้ำมันไฮดรอลิกที่ใช้ในส่วนของการทำงานของทอร์คคอนเวอเตอร์ Torque

converter (Pb Tc) พบว่า ค่ากำลังคั่นน้ำมันไฮดรอลิกอยู่ในช่วงที่มีค่ามากกว่าปกติจากค่าเกณฑ์มาตรฐานซึ่งมีค่ามากขึ้นกว่ากำลังคั่นน้ำมันไฮดรอลิกที่ความเร็วรอบ 700 rpm ซึ่งแสดงว่าในส่วนของการทำงานยังเกิดกำลังอัดอยู่ที่ความเร็วรอบสูงขึ้นซึ่งอาจเกิดได้จากยางระบบส่งกำลังที่นำมาทดสอบยังไม่เคยผ่านการใช้งานมาก่อนและในส่วนของการทำงานของระบบที่ใช้ในส่วนของการหล่อลื่น (Pb Lube) ในส่วนต่าง ๆ พบว่ามีค่าอยู่ในเกณฑ์มาตรฐาน

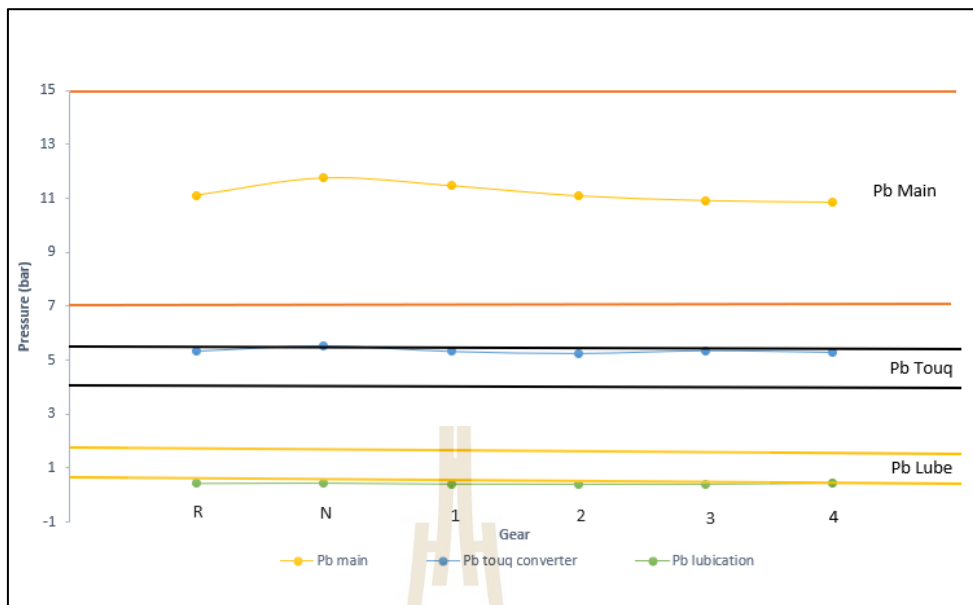
#### 4.4 ผลการทดสอบระบบส่งกำลังที่ผ่านการซ่อมบำรุง รุ่น 4 Hp 500 ลูกที่ 1

1. ทำการทดลองที่ความเร็วรอบ 700 และ 2000 rpm
2. อุณหภูมิน้ำมันไฮดรอลิกมีค่าระหว่าง 25-40°C
3. ทำการทดสอบเก็บข้อมูลที่เกียร์ R N 1 2 3 4 ตามลำดับ
4. ใช้เกณฑ์ประเมินประเทศสิงคโปร์

โดยพบว่า Retarder ไม่สามารถใช้งานได้ ซึ่งต้องทำการซ่อมบำรุงในส่วนของ Retarder เพื่อให้ระบบส่งกำลังทำงานอย่างมีประสิทธิภาพในระหว่างการขับขี่ไม่ว่าจะเป็นในทางลาดชันหรือทางราบ ในระหว่างทดสอบจึงต้องทดสอบที่อุณหภูมิปกติ ที่ 25-40°C

ตารางที่ 4.5 แรงคั่นไฮดรอลิกของระบบส่งกำลัง ที่ความเร็วรอบ 700 rpm

Gear	N input RPM	Pb (bar) 8.0-15.0	Pb tc (bar) 3.0-4.0	P lube (bar) 0.2-0.7	Temp (°C) 25-40
R	700	11.11	5.34	0.42	30
N		11.76	5.54	0.44	30
1		11.47	5.33	0.40	30
2		11.08	5.25	0.39	30
3		10.90	5.36	0.39	30
4		10.84	5.30	0.45	30

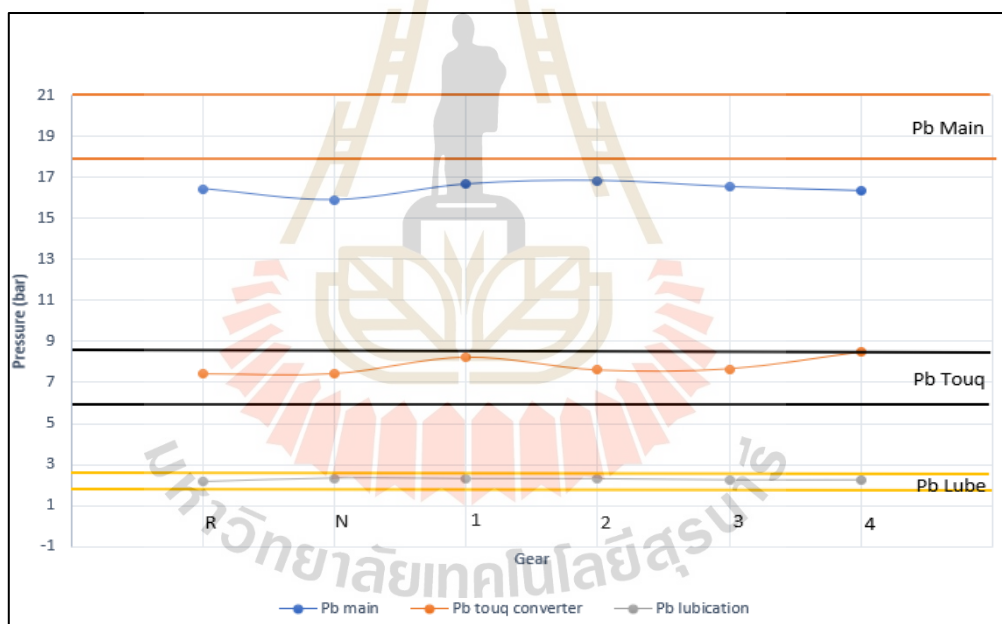


รูปที่ 4.5 แสดงผลของแรงดันน้ำมันไฮดรอลิกที่การทำงานของเกียร์ต่าง ๆ เทียบกับเกณฑ์การผ่านเงื่อนไขการทดสอบที่ความเร็วรอบ 700 rpm

จากรูปที่ 4.5 พบว่า ค่าแรงดันน้ำมันไฮดรอลิกกำลังดันหลัก (Pb Main) ซึ่งเป็นแรงดันหลักที่ใช้ในส่วนของการกดครัชหรือเบรกเมื่อมีการทำงานของระบบส่งกำลังมีค่าที่อยู่ในระดับค่าเกณฑ์มาตรฐาน ค่าแรงดันน้ำมันไฮดรอลิกที่ใช้ในส่วนการทำงานของทอร์กคอนเวอร์เตอร์ Torque converter (Pb Tc) พบว่า ค่าแรงดันน้ำมันไฮดรอลิกอยู่ในช่วงที่มีค่าเกณฑ์มาตรฐานและในส่วนของการทำงานของระบบที่ใช้ในส่วนของการหล่อลื่น (Pb Lube) ในส่วนต่าง ๆ พบว่ามีค่าอยู่ในเกณฑ์มาตรฐานเล็กน้อย

ตารางที่ 4.6 แรงดันไฮดรอลิกของระบบส่งกำลังที่ความเร็วรอบ 2000 rpm

Gear	N input RPM	Pb (bar) 16.0-20.0	Pb tc (bar) 5.8-7.0	P lube (bar) 1.5-3.5	Temp (°C) 25-40
R	2000	16.44	7.41	2.19	30
N		15.90	7.42	2.32	30
1		16.66	8.23	2.30	30
2		16.83	7.60	2.30	30
3		16.53	7.66	2.25	30
4		16.34	8.49	2.25	30



รูปที่ 4.6 แสดงผลของแรงดันน้ำมันไฮดรอลิกที่การทำงานของเกียร์ต่าง ๆ เทียบกับเกณฑ์การผ่านเงื่อนไขการทดสอบที่ความเร็วรอบ 2000 rpm

จากรูปที่ 4.6 พบว่า กำลังดันน้ำมันไฮดรอลิกกำลังดันหลัก (Pb Main) ซึ่งเป็นแรงดันหลักที่ใช้ในส่วนของการกดครัชหรือเบรกเมื่อมีการทำงานของระบบส่งกำลังมีค่าที่อยู่ในระดับค่าแรงดันต่ำกว่าเกณฑ์มาตรฐาน กำลังดันน้ำมันไฮดรอลิกที่ใช้ในส่วนของการทำงานของทอร์คคอนเวอร์เตอร์ Torque converter (Pb Tc) พบว่าค่ากำลังดันน้ำมันไฮดรอลิกอยู่ในช่วงที่มีค่าอยู่ในเกณฑ์มาตรฐาน



และในส่วนของการทำงานของระบบที่ใช้ในส่วนของการหล่อลื่น (Pb Lube) ในส่วนต่าง ๆ พบว่ามีค่าอยู่ในเกณฑ์มาตรฐาน

จากผลการทดลองทั้ง 2 ความเร็วรอบ พบว่าระบบส่งกำลังลูกนี้ยังไม่ผ่านเกณฑ์ประเมินของบริษัทผู้ผลิตซึ่งต้องไปทำการตรวจเช็คอุปกรณ์ต่าง ๆ ที่ใช้ในส่วนการทำงานของการทำงานของระบบแรงดันหลัก

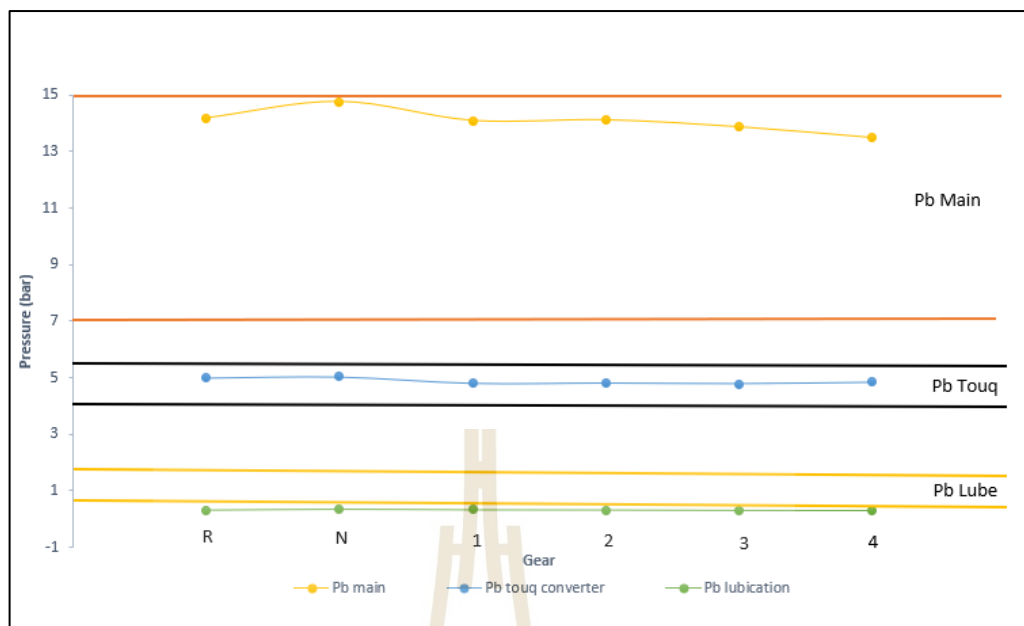
#### 4.5 ผลการทดสอบระบบส่งกำลังที่ผ่านการซ่อมบำรุง รุ่น 4 Hp 500 ลูกที่ 2

1. ทำการทดลองที่ความเร็วรอบ 700 และ 2000 rpm
2. อุณหภูมิน้ำมันไฮดรอลิกมีค่าระหว่าง 25-40°C
3. ทำการทดสอบเก็บข้อมูลที่เกียร์ R N 1 2 3 4 ตามลำดับ
4. ใช้เกณฑ์ประเมินประเทศสิงคโปร์

โดยพบว่า Retarder ไม่สามารถใช้งานได้ ซึ่งต้องทำการซ่อมบำรุงในส่วนของ Retarder เพื่อให้ระบบส่งกำลังทำงานอย่างมีประสิทธิภาพในระหว่างการขับขี่ไม่ว่าจะเป็นในทางลาดชันหรือทางราบ ในระหว่างทดสอบจึงต้องทดสอบที่อุณหภูมิปกติ ที่ 25-40°C

ตารางที่ 4.7 แรงดันไฮดรอลิกของระบบส่งกำลังที่ความเร็วรอบ 700 rpm

Gear	N input RPM	Pb (bar) 8.0-15.0	Pb tc (bar) 3.0-4.0	P lube (bar) 0.2-0.7	Temp (°C) 25-40
R	700	14.18	4.99	0.30	30
N		14.77	5.03	0.36	30
1		14.10	4.79	0.32	30
2		14.12	4.80	0.31	30
3		13.87	4.78	0.28	30
4		13.49	4.83	0.27	30

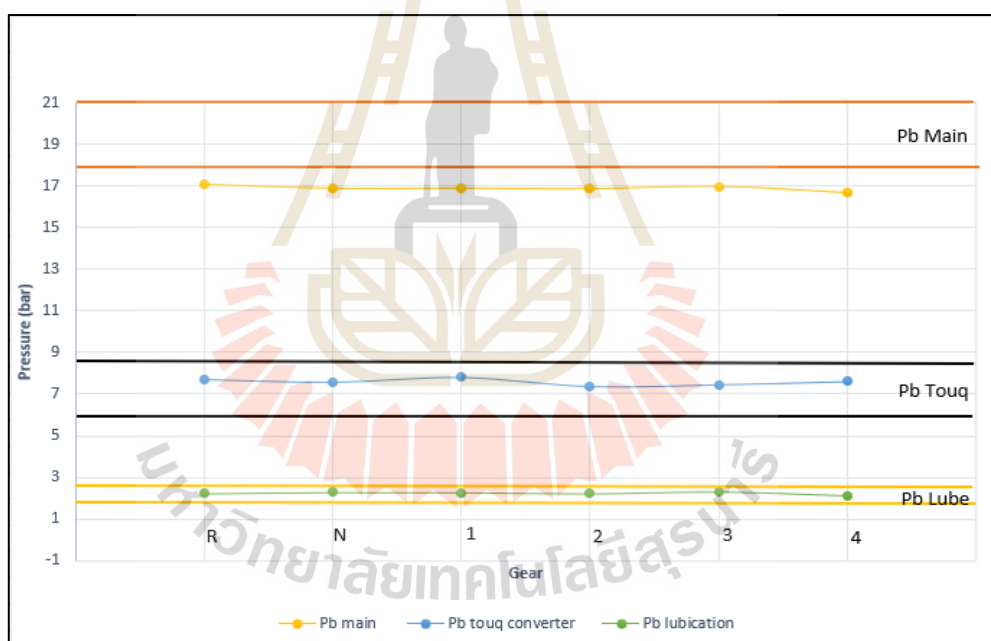


รูปที่ 4.7 แสดงผลของแรงดันน้ำมันไฮดรอลิกที่การทำงานของเกียร์ต่าง ๆ เทียบกับเกณฑ์การผ่านเงื่อนไขการทดสอบที่ความเร็วรอบ 700 rpm

จากรูปที่ 4.7 พบว่ากำลังดันน้ำมันไฮดรอลิกกำลังดันหลัก (Pb Main) ซึ่งเป็นแรงดันหลักที่ใช้ในส่วนของการกดครัชหรือเบรกเมื่อมีการทำงานของระบบส่งกำลังมีค่าที่อยู่ในระดับค่าเกณฑ์มาตรฐาน กำลังดันน้ำมันไฮดรอลิกที่ใช้ในส่วนการทำงานของทอร์คคอนเวอร์เตอร์ Torque converter (Pb Tc) พบว่าค่ากำลังดันน้ำมันไฮดรอลิกอยู่ในช่วงที่มีค่าเกณฑ์มาตรฐานและในส่วนการทำงานของระบบที่ใช้ในส่วนของการหล่อลื่น (Pb Lube) ในส่วนต่าง ๆ พบว่ามีค่าต่ำกว่าอยู่ในเกณฑ์มาตรฐานเล็กน้อย

ตารางที่ 4.8 แรงดันไฮดรอลิกของระบบส่งกำลังที่ความเร็วรอบ 2000 rpm

Gear	N input RPM	Pb (bar) 16.0-20.0	Pb tc (bar) 5.8-7.0	P lube (bar) 1.5-3.5	Temp (°C) 25-40
R	2000	17.07	7.71	2.20	30
N		16.87	7.57	2.27	30
1		16.88	8.82	2.26	30
2		16.85	7.34	2.20	30
3		16.97	7.43	2.30	30
4		16.66	7.60	2.10	30



รูปที่ 4.8 แสดงผลของแรงดันน้ำมันไฮดรอลิกที่การทำงานของเกียร์ต่าง ๆ เทียบกับเกณฑ์การผ่านเงื่อนไขการทดสอบที่ความเร็วรอบ 2000 rpm

จากรูปที่ 4.8 พบว่ากำลังดันน้ำมันไฮดรอลิกกำลังดันหลัก (Pb Main) ซึ่งเป็นแรงดันหลักที่ใช้ในส่วนของการกดครัชหรือเบรกเมื่อมีการทำงานของระบบส่งกำลังมีค่าที่อยู่ในระดับค่าแรงดันต่ำกว่าเกณฑ์มาตรฐาน กำลังดันน้ำมันไฮดรอลิกที่ใช้ในส่วนของการทำงานของทอร์กคอนเวอร์เตอร์ Torque converter (Pb Tc) พบว่า ค่ากำลังดันน้ำมันไฮดรอลิกอยู่ในช่วงที่มีค่าอยู่ในเกณฑ์มาตรฐาน

และในส่วนของการทำงานของระบบที่ใช้ในส่วนของการหล่อลื่น (Pb Lube) ในส่วนต่าง ๆ พบว่ามีค่าอยู่ในเกณฑ์มาตรฐาน

จากผลการทดลองทั้ง 2 ความเร็วรอบ พบว่าระบบส่งกำลังลูกนี้ยังไม่ผ่านเกณฑ์ประเมินของบริษัทผู้ผลิตซึ่งต้องไปทำการตรวจเช็คอุปกรณ์ต่าง ๆ ที่ใช้ในส่วนการทำงานของการทำงานของระบบแรงดันหลัก

#### 4.6 สรุป

จากการทดสอบเก็บข้อมูลระบบส่งกำลังแบบอัตโนมัติโดยทำการเก็บข้อมูลทั้งหมด 4 ตัว 2 รุ่นคือ 4 HP 500 และ 5 HP 500 โดยทำการทดสอบที่ความเร็วรอบ 700 2000 rpm ตามลำดับ โดยโปรแกรมตรวจสอบสามารถวัดข้อมูลตามเงื่อนไขของบริษัทผู้ผลิตได้ โดยพบว่ามิชชุดระบบส่งกำลังที่ยังไม่ผ่านการซ่อมบำรุงมีค่ากำลังดันไฮดรอลิกที่อยู่ในเกณฑ์ไม่ผ่านมาตรฐาน ชุดระบบส่งกำลังตัวใหม่ที่ยังไม่เคยใช้งานมีค่ากำลังดันไฮดรอลิกที่อยู่ในเกณฑ์มาตรฐานและชุดระบบส่งกำลังที่ผ่านการซ่อมบำรุงแล้วมีค่ากำลังดันไฮดรอลิกที่อยู่ในเกณฑ์มาตรฐาน แต่พบว่าระบบการทำงาน Retarder ไม่สามารถทำงานได้จึงทำให้อุณหภูมิน้ำมันไฮดรอลิกไม่ถึงเกณฑ์มาตรฐาน



## บทที่ 5

### บทสรุปและข้อเสนอแนะ

#### 5.1 สรุปผลการวิจัย

วิทยานิพนธ์นี้มีวัตถุประสงค์เพื่อพัฒนาระบบตรวจสอบและประเมินชุดระบบส่งกำลังแบบอัตโนมัติของรถบัสโดยสารด้วยโปรแกรมแลปวิว โดยการออกแบบรูปแบบการเก็บข้อมูลด้วยโปรแกรมแลปวิวโดยทดสอบตามขั้นตอนและเกณฑ์ประเมินมาตรฐานจากบริษัทผู้ผลิตชุดระบบส่งกำลัง ซึ่งทำการทดสอบชุดส่งกำลังทั้งหมด 2 รุ่น จำนวน 4 ชุด ซึ่งได้ผลการทดสอบการใช้งานของระบบได้ดังนี้

1. สามารถเก็บค่าแรงดันและอุณหภูมิของน้ำมันไฮดรอลิกชุดระบบส่งกำลังตามการทำงานในตำแหน่งเกียร์ที่กำหนดได้
2. สามารถแสดงผล บันทึกค่าแรงดันและอุณหภูมิของน้ำมันไฮดรอลิกชุดระบบส่งกำลังด้วยโปรแกรมแลปวิวได้
3. สามารถทดสอบตามขั้นตอนการประเมินชุดระบบส่งกำลังตามมาตรฐานของบริษัทผู้ผลิตได้
  - เปลี่ยนแปลงตำแหน่งการทำงานของเกียร์แต่ละตำแหน่งเพื่อวัดค่าแรงดันและอุณหภูมิของน้ำมันไฮดรอลิกได้
4. ผลการทดสอบระบบตรวจสอบและประเมินชุดระบบส่งกำลัง
  - ผลการทดสอบระบบส่งกำลังชุดใหม่ รุ่น 5 Hp 500 จำนวน 1 ชุด แรงดันและอุณหภูมิของน้ำมันไฮดรอลิกอยู่ในเกณฑ์มาตรฐาน
  - ผลการทดสอบระบบส่งกำลังที่ผ่านการซ่อมบำรุง รุ่น 4 Hp 500 จำนวน 2 ชุด แรงดันน้ำมันไฮดรอลิกที่ความเร็วรอบ 2000 rpm ในส่วนแรงดันหลักอยู่ในเกณฑ์น้อยกว่าค่ามาตรฐานโดยประมาณ 1 บาร์ แรงดันน้ำมันทอร์คคอนเวอร์เตอร์และแรงดันน้ำมันหล่อลื่นมีค่าอยู่ในเกณฑ์มาตรฐาน
  - ระบบส่งกำลังที่ยังไม่ผ่านการซ่อมบำรุง รุ่น 5 Hp 500 จำนวน 1 ชุด แรงดันน้ำมันไฮดรอลิกในส่วนหลักอยู่ในเกณฑ์ค่ามาตรฐานแรงดันน้ำมันทอร์คคอนเวอร์เตอร์และแรงดันน้ำมันหล่อลื่นมีค่าไม่อยู่ในเกณฑ์มาตรฐาน

## 5.2 ข้อเสนอแนะ

ในกระบวนการทดสอบยังเป็นการทดสอบแบบกึ่งระบบอัตโนมัติ ซึ่งในอนาคตสามารถทำการทดสอบโดยการสั่งให้เครื่องยนต์ทำงานโดยอัตโนมัติด้วยการกำหนดเงื่อนไขของการเก็บข้อมูลสำหรับการวิเคราะห์แรงดันน้ำมันไฮดรอลิกจุดที่เกิดความเสียหายและสร้างชุดตรวจสอบแบบสำเร็จรูป



## รายการอ้างอิง

- เฉลิมชัย โสมาบุตร. (2556). งานเกียร์อัตโนมัติ. กรุงเทพฯ . ซีเอ็ดยูเคชั่น.
- ณัฐวุฒิ ประเสริฐการ. (2562). ระบบควบคุมแรงดึงสำหรับประยุกต์ใช้งานด้านการแพทย์. วิทยานิพนธ์ปริญญาโท สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล สำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี.
- บริษัท ประกายนคร. (2560). ไฮดรอลิกอุปกรณ์สำหรับผ่อนแรง [ออนไลน์] ได้จาก:  
<http://www.praguynakorn.com/tips>
- Jiaming Zhong, Gang Tao, Jiashun Liu. (2016). Real-Time Test System for Electro-Hydraulic Proportional Control Loop of Automatic Transmission. School of Mechanical Engineering Beijing Institute of Technology Beijing, China , Automotive Engineering Institute Guangzhou Automobile Group Co., Ltd. Guangzhou, China.
- J. N. Jiang, S. H. Wang and W. B. Sun. (2017) Simulation and Optimization of Automatic Transmission Hydraulic Control Module. **International Conference on Robotics and Automation Engineering**. Beihang University.
- TADEUSZ DZIUBAK, PAWEŁ SZCZEPANIAK . FIELD TESTING OF AN AUTOMATIC TRANSMISSION (AT) OF AN OFF-ROAD VEHICLE. Military University of Technology (WAT).
- Pengxiang ,Tang Shuhan, Wang Yanfan ,Liu Xiangyang Xu. (2010) . Analysis of the Oil Pressure Rule During the Shift Process of Automatic Transmission. **Seventh International Conference on Fuzzy Systems and Knowledge Discovery (FSKD 2010)**. School of Transportation Science and Engineering Beijing University of Aeronautics and Astronautics Beijing, China .
- ZF Ecomat 2. (2001) . REPAIR MANUAL.



ภาคผนวก ก

บทความทางวิชาการที่ได้รับการตีพิมพ์เผยแพร่ในระหว่างศึกษา

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี



## รายชื่อบทความวิชาการที่ได้รับการตีพิมพ์เผยแพร่ในระหว่างศึกษา

Chaithaweep, P., Odngam, S., Khaengkarn, S., & Srisertpol, J. (2021). Performance Testing for City Bus Transmission based on LabVIEW Program. Paper presented at the SUT International Virtual Conference on Science and Technology.



AECXXX

(this number will be assigned after full manuscript is accepted)

## Performance Testing for City Bus Transmission based on LabVIEW Program

P Chaithaweep<sup>1</sup>, S Odngam<sup>2</sup>, S Khaengkarn<sup>1</sup> and J Srisertpol<sup>1\*</sup>

<sup>1</sup> School of Mechanical Engineering, Institute of Engineering, Suranaree University of Technology, Nakhon Ratchasima 30000, Thailand

<sup>2</sup> Department of Power Engineering Technology, College of Industrial Technology, King Mongkut's University of Technology North Bangkok, 10800, ThailandE-mail: jiraphon@sut.ac.th

**Abstract.** The transmission system is an essential component of the engine to transfers the speed and torque to drive the vehicle. The transmission system of the city bus is necessary to test operations and maintenance every 200,000 km. Nevertheless, the testing equipment is mainly imported from abroad and costly. Therefore, this research aims to design and construct the city bus's automatic transmission system test kit based on the ZF-ECOMAT STAGE II requirements to reduce the reliance on abroad technology. This testing standard measures the transmission system's hydraulic oil temperature and pressure at an engine speed of 700 – 2,300 rpm. The transmission testing unit is a ZF automatic transmission using a 5 HP 500 Volvo D7C diesel as a power engine. The test kit program develops using the LabVIEW program to display hydraulic oil's temperature and pressure, engine speed, and data record. Moreover, the program can effectively compare the transmission system's test results before and after the maintenance.

**Keywords:** Automatic Transmission System, Temperature, Hydraulic oil pressure, and LabVIEW program

### 1. Introduction

Almost all types of vehicles use a transmission system to control the speed and torque of the vehicle. The driver controls the changing ratio of the manual transmission via a synchromesh mechanism. Two gears rotate at different speeds, rotating in synchronization with friction during the ratio change [1]. For a city car, the synchromesh mechanism is controlled directly by the driver. However, for trucks or buses, the synchromesh mechanism is controlled semi-automatically via a pneumatic unit. Because the number of gear ratios and the required power to operate the synchromesh mechanism are higher than a city car [2]. Automatic transmission, changing gear ratio relies on the hydraulic oil pressure caused by a high-pressure pump to send hydraulic oil to the control valves of the clutch and gear to select the appropriate ratio with Engine load [3]. Due to the traffic condition, Automatic information is more convenient than Manual transmission. Thus it is widely used for private cars and public cars, especially with public cars or intercity cars. Because the automatic transmission changes the gear ratio, it causes hydraulic oil to have a higher temperature, which will damage the hydraulic pressure control valve. Therefore it needs to be inspected and maintained at every 200,000

km, refer from the standard Testing. To prevent severe damage to the transmission system during working, which may cause harm to the driver or passengers. The transmission systems' Testing and maintenance to be shipped overseas are expensive and take a long time to ship. This research presents the design and construction of the performance test kit of the automatic transmission system, which consists of 2 essential parts: Part 1, Test set structure with engine control system and transmission must be designed based on the conditions and requirements of rotating machinery according to ISO 10816 that used to diagnose machine malfunctions for preventing vibration that may be caused by unbalancing [4] Misalignment [5] and Looseness.

Moreover, to reduce trial and error in this part, it is designed and analyzed with a computer program [6, 7]. The study of the structure's natural frequency is designed not to match the frequency of the engine used in the test. Because it will affect the long-term transmission testing machine to adjust the engine speed, a closed-loop control system with a PI controller is used to reduce steady-state errors not affect the hydraulic oil pressure measurement [8]. Part 2, displaying and saving data with LabVIEW, will use Microcontroller LabJack Model U3 LV [9] to connect the tachometer sensor, temperature, and hydraulic oil pressure for converting electrical signals into digital signals [10] obtained from the speed sensor and analog signals obtained from temperature and hydraulic oil pressure sensors. From testing gears at positions R, N, 1, 2, 3, 4, and 5 to process data before maintenance to identify problems and compare results after maintenance. For use in evaluating the efficiency of transmission to meet manufacturer's standards.

## 2. Automatic transmission

The ZF Transmission performance test kit is designed based on the requirements of the ZF-ECOMAT STAGE II for the 5HP 500 transmissions. A Volvo D7C diesel engine is used as a power engine instead of an expensive and complicated control system DC electric motor because it is widely used in Thailand. Moreover, its power and torque meet the standards of DIN 70020. Test bench of automatic transmission as shown in 'Figure 1'.

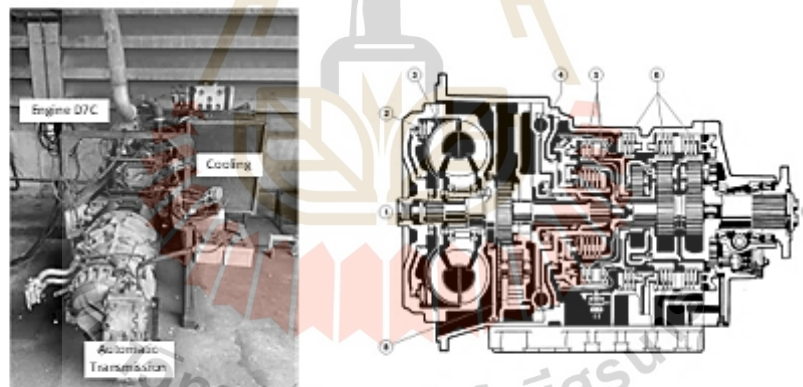


Figure 1. Test bench and automatic transmission

The Automatic transmission uses a Torque converter, Planetary gear, Clutch, Brake, and Hydraulic system [11,12] to transmit engine power to the car's wheels. The Automatic transmission can automatically adjust the vehicle's speed, which is controlled by hydraulic oil pressure. Components of an automatic transmission for intercity buses are shown in 'Figure 1'.

No. 1, the cover plate receives the power generated from the combustion engine, which Torque converter, No.2 and 3, cut and connects the power between the engine and the transmission. It uses hydraulic oil to transmit speed and torque that variance to engine speed and loads. Retarder, No.4, slow down and reduce torque when the vehicle is moving down the ramp. Clutches, No.5, cuts and connects the power engine between the torque converter and the gear ratio set. Brakes, No.6, control the motion of the gear set while the driveshaft, No.7, transmits the power to the wheels' axles. The last component, the Hydraulic pump, No.8, distributes hydraulic oil to other devices when speed modifications are required to lubricate and cool the transmission. Hence, the control system of hydraulic oil pressure is crucial for the transmission system operation. If this system is damaged, the automatic transmission system will fail to function. The operating block diagram of Hydraulic system is shown in 'Figure 2'.

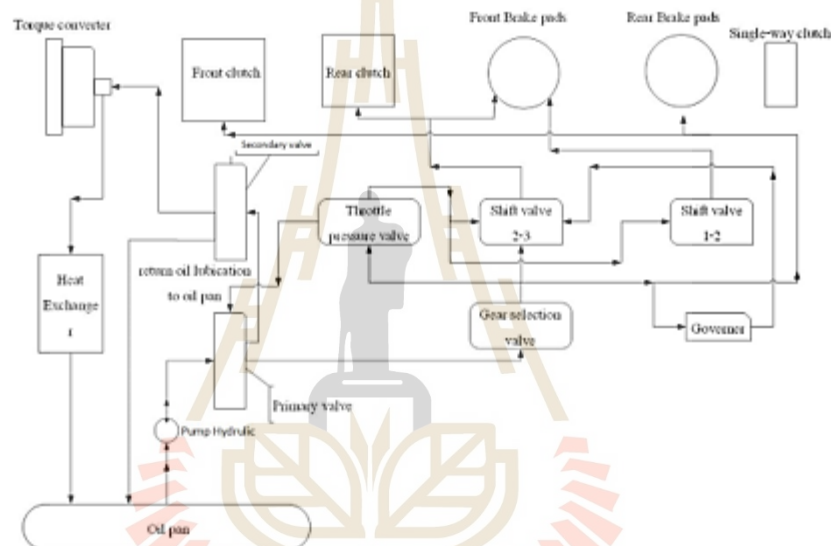


Figure 2. Hydraulic systems

From 'Figure 2', when the engine is running, a hydraulic pump delivers the hydraulic oil contained in the oil pan to the primary valve, which serves to adjust the pressure of the hydraulic oil to create enough pressure in the conveying system. Before adjusting the gear ratio, a gear selection valve control the hydraulic pressure until it receives a command from the electronic control system to open the valve that the gear position is required (N, R, 1, 2, 3, 4, and 5). In addition, the secondary valve will act to adjust the pressure of the hydraulic oil to the torque converter that serves to cut - connect the power between the engine and the transmission before flowing back to the oil pan. When the car is moving, the governor valve will adjust the hydraulic oil pressure to change the automatically gear ratio according to the engine speed and engine load. The hydraulic system of the transmission operates in this manner until the engine is switched off or stopped.

The Test bench above used the microcontroller LabJack Model U3 LV, and the control program was developed by using LabVIEW 2020 program. The transmission test kit runs semi-automatically, including controlling the speed of diesel engines by controlling the position of the electric throttle and the gear shift position by using the solenoid valve. Moreover, the test conditions were developed to meet the ZF-ECOMAT STAGE II requirements, as shown in 'Figure 3'.

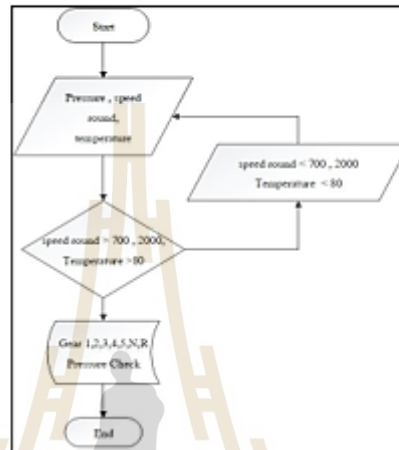


Figure 3. Workflow of LabVIEW program

From 'Figure 3', the procedure of the LabVIEW program will start from starting the engine at the idle speed that keeps the temperature of hydraulic oil in the range of 80-90 degrees Celsius. When the temperature is in condition, the system adjusts the throttle position to increase the engine speed to 700 rpm. When the control variable is in the specified condition, it enters the hydraulic oil pressure measurement process at the gear position R, N, 1, 2, 3, 4, and 5, respectively. Then, increase the engine speed to 2,000 rpm, measure the hydraulic oil pressure at gear position R, N, 1, 2, 3, 4, and 5 respectively again, and the last step saves and displays the data, the end of the work process.

### 3. Experimental setup

The automatic transmission test bench (Figure 4) consists of 2 parts. Part 1, Diesel engine model is Engine TD7C KF: 7,150 cc, six pistons, 250 HP and torque 900 N-m connect to a 5HP 500 automatic transmission system with fluid coupling. The gear ratio is shown in 'Table 1'.

Table 1. Gear ratio of a 5HP 500 automatic transmission system

Gear#	Gear Ratio
1	1: 3.43
2	1: 2.01
3	1: 1.42
4	1: 1
5	1: 0.83
Reverse	1: 4.84

In 'Figure1' shows the sensor used in the test bench: No. 1, the temperature sensor is a thermocouple Type K, No.2 - 5 is the hydraulic oil pressure sensor which is the Pressure transmitter type, and No. 6, tachometer sensor used Hall effect type.

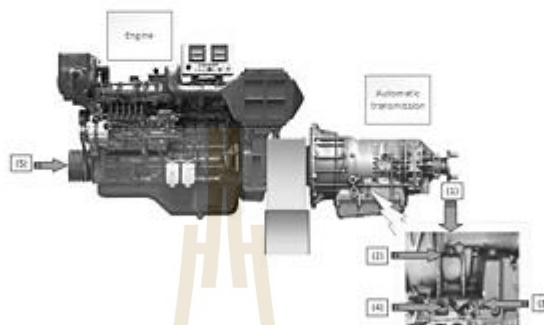


Figure 4. Transmission test bench

Part 2, the LabVIEW program connects to the sensors using the Microcontroller LabJack Model U3 LV link to a computer with USB type B to display and record data as shown in 'Figure 5'.

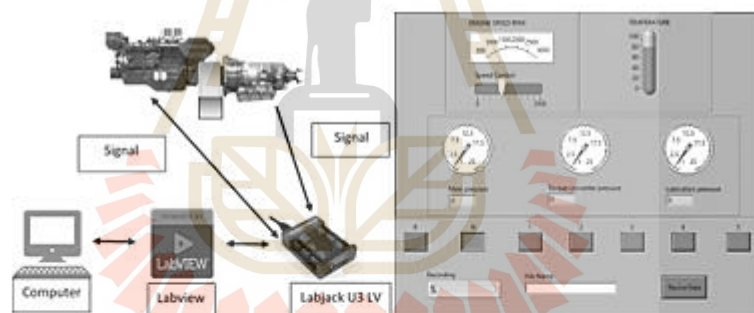


Figure 5. Interface settings for monitoring

#### 4. Results and discussion

Operation test of the automatic transmission system at engine speed 700 and 2300 rpm, the hydraulic oil pressure was measured at the Pb, Pb-tc, and P-lube positions. The results were compared to a new transmission and a transmission that has been used more than 200,000 km at gear positions 1, 2, 3, 4, 5 N, and Reverse as shown in 'Table 2' and 3 respectively.

**Table 2.** The result of hydraulic oil pressure at 700 rpm engine speed.

Gear	N input RPM	Oil Capacity (ltrs/min)>8	Pb(bar)		Pb tc (bar)		P lube (bar)		Temp (°C) 80 - 90
			new	old	new	old	new	old	
R	700	>8	8.15	9.26	7.81	0.10	-0.18	-0.26	80
N		>8	9.29	9.40	7.81	0.17	-0.25	-0.26	80
1		>8	8.63	9.32	7.56	0.14	-0.04	-0.26	80
2		>8	8.69	8.91	7.65	0.15	-0.08	-0.26	80
3		>8	8.36	8.61	7.47	0.15	-0.22	-0.26	80
4		>8	7.79	8.19	7.45	0.18	-0.17	-0.26	80
5		>8	7.82	8.46	7.60	0.15	-0.13	-0.26	80

Table2 shows hydraulic oil pressure at 700 rpm speed engine and the hydraulic oil's temperature 80°C. The hydraulic oil pressure at the valve Pb (Valve No.4) of the old transmission was higher than the new transmission, about 5.82 percent, and at the valve Pb-TC (Valve No.3), the old transmission was lower than the new transmission, about 98.05 percent. For the P-Lube (Valve No.2) in all gear positions, the hydraulic vacuum value of the old transmission was lower than the new transmission, approximately 70.09 percent.

Table3 shows hydraulic oil pressure at 2300 rpm speed engine and the hydraulic oil's temperature 80°C. The hydraulic oil pressure at the valve Pb (Valve No.4) of the old transmission was lower than the new transmission, about 0.98 percent, and at the valve Pb-TC (Valve No.3), the old transmission was lower than the new transmission, about 68.91 percent. For the P-Lube (Valve No.2) in all gear positions, the hydraulic vacuum value of the old transmission was lower than the new transmission, approximately about 108.97 percent.

**Table 3.** The result of hydraulic oil pressure at 2,300 rpm engine speed.

Gear	N input RPM	Oil Capacity (ltrs/min)>40	Pb(bar)		Pb tc (bar)		P lube (bar)		Temp (°C) 80 - 90
			new	old	new	old	new	old	
R	2300	>40	17.34	16.97	11.91	2.46	2.20	-0.20	80
N		>40	17.16	16.88	11.91	5.03	2.27	-0.18	80
1		>40	17.36	17.27	13.19	4.20	2.18	-0.19	80
2		>40	16.72	17.12	14.11	3.13	2.38	-0.21	80
3		>40	17.20	16.65	11.73	4.23	2.11	-0.21	80
4		>40	17.32	16.85	13.14	4.18	2.11	-0.19	80
5		>40	17.17	17.34	13.56	4.61	2.15	-0.20	80

As shown in Table 2 and 3, the hydraulic oil pressure at the Pb valve of both the new and old transmission systems were very a few different values. The hydraulic pressure at the Pb-TC valve of the old transmission system was pretty much lower than the new transmission due to a hydraulic oil leak has occurred at the control valve. The pressure at the P-Lube valve of the old transmission system was very little change because the P-Lube valve was stuck or damaged, causing the pressure unable to be controlled.

### 5. Conclusion

The transmission performance test kit can control engine speed and adjust the ratio of the transmission system accurately and precisely. The hydraulic oil pressure testing criteria were referred to the ZF-ECOMAT STAGE II requirements for classifying transmission problems. LabVIEW program and Microcontroller LabJack Model U3 LV can effectively display and record temperature, hydraulic pressure, and speed.

### 6. Acknowledgments

The authors are greatly indebted to Suranaree University of Technology (SUT) Cherdchai Corporation Co.,Ltd. and rap enterprise and services limited partnership. for their generous support and their valuable comments.

### 7. References

- [1] Jinning L, Xingxing F, Ming J, Yunqing Z and Li W 2017 *Adv. Mech. Eng.* 9 3
- [2] Can Y, Lin H, Zhou W, and Yaobua H 2014 *Adv. Mech. Eng.* 2014 378176
- [3] Cheng T, Liang K, Yang X, and Gong Y 2016 *Proc. Int. Conf. Materials Engineering (Taiyuan China)*
- [4] Juan X, Xuehui Z, Jianjun Z and Xuan L 2017 *Procedia Eng.* 174 pp 331-340
- [5] Alok K V, Somnath S and Maheshkumar K 2014 *J Fail. Anal. And Preven.* 14 2
- [6] Khodwe S S and Prabhune S S 2015 *Int. J. Eng. Res.* 1 2
- [7] Vandan B, Akshay S, Jayesh P, Pradeep S and Vaibhav L 2016 *Int. Res. J. Eng. Technol* 3 3
- [8] Purushotam K, Prabhakar K, Mithun K and Choudhary S D 2014 *Int. J. Eng. Res.* 5 11
- [9] Tufan K, DurmuG K, Bar J G B, Vezir A, Edris C, and Adnan P 2014 *Adv. Mech. Eng.* 2014 914876
- [10] Feng T, Liqi S, Yuanfan Z, Bo L, Xingyue Z, Lijun W and Hongru C 2019 *Automotive Innovation* 4 2
- [11] Liu Y, Dong P, Liu Y and Xu X 2016 *J. Cent. South Univ.* 28 4
- [12] Xiaoyan S 2020 *J. Phys. Conf. Ser.* 1676 012184



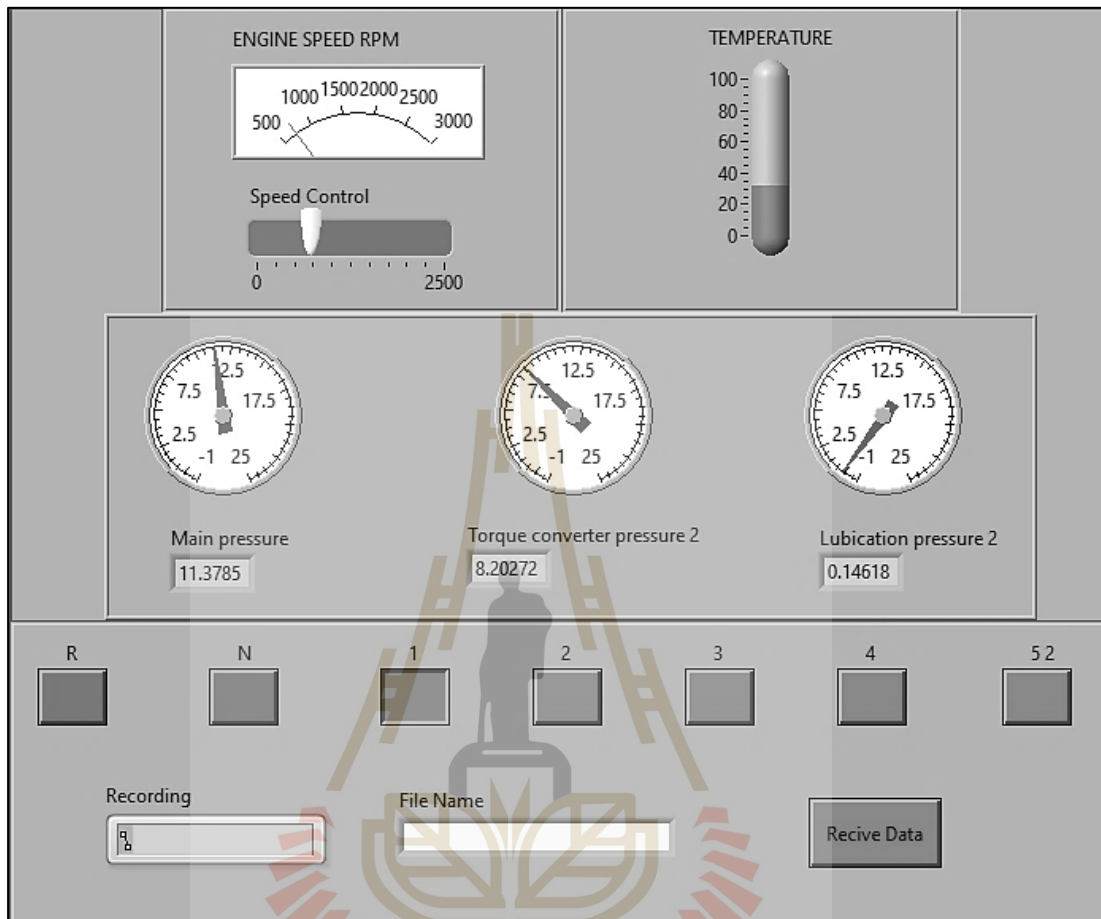
ภาคผนวก ข

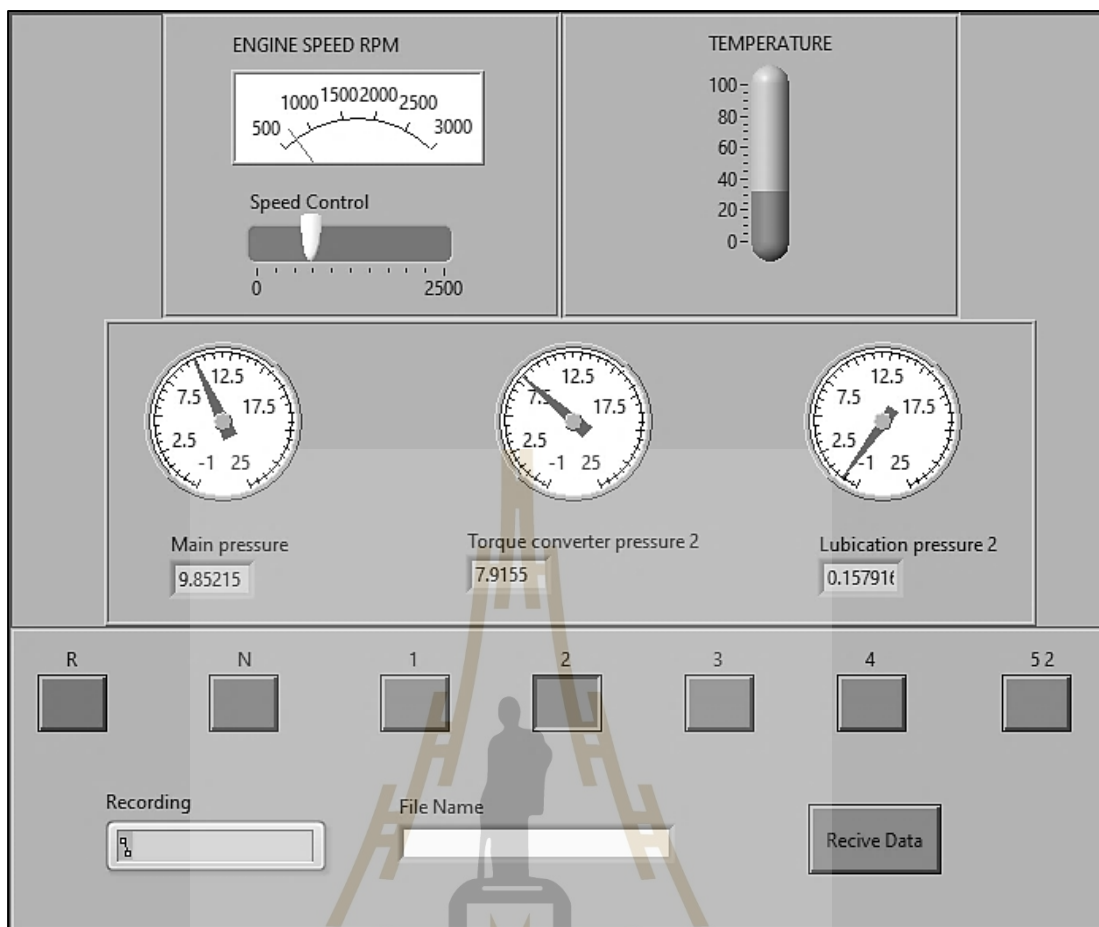
ภาพประกอบการออกแบบวงจรควบคุมการทำงานของโปรแกรมและเก็บข้อมูล  
และโปรแกรมแสดงผลขณะเก็บข้อมูล

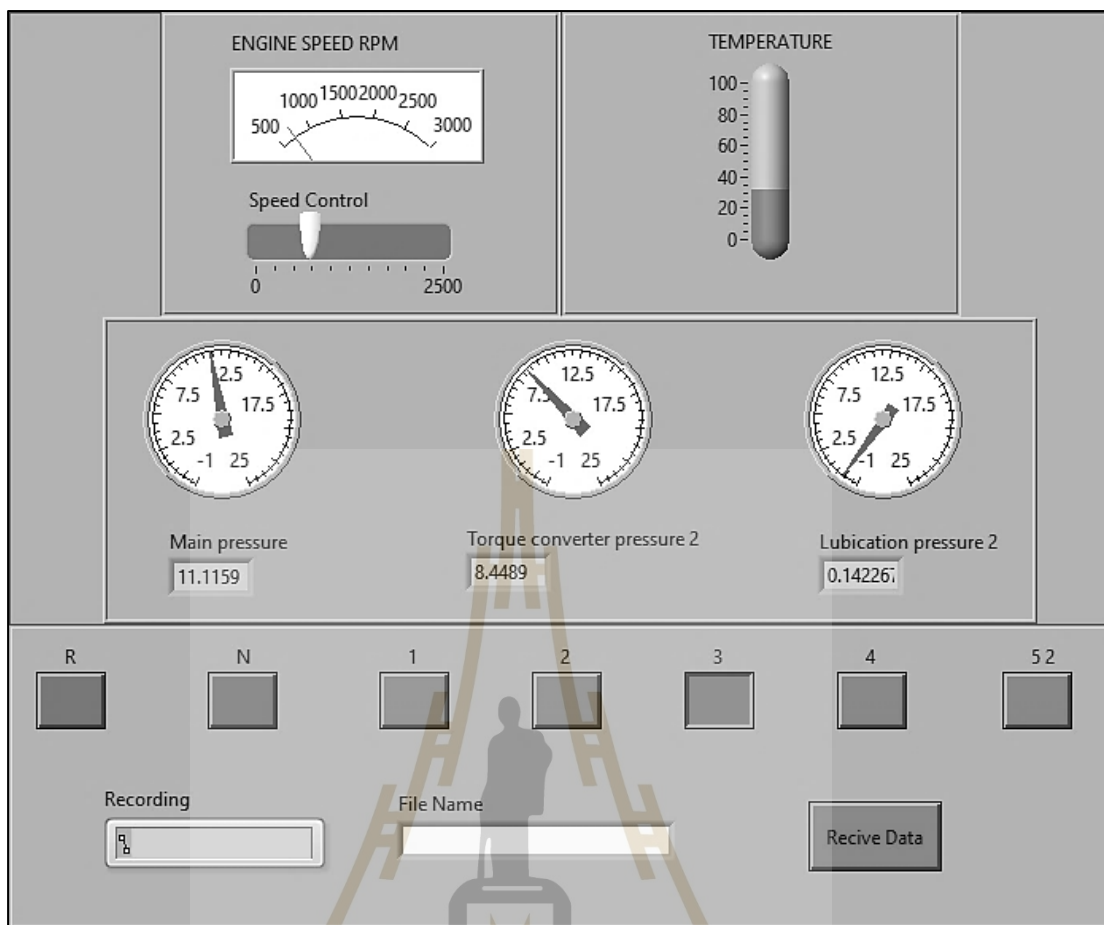
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

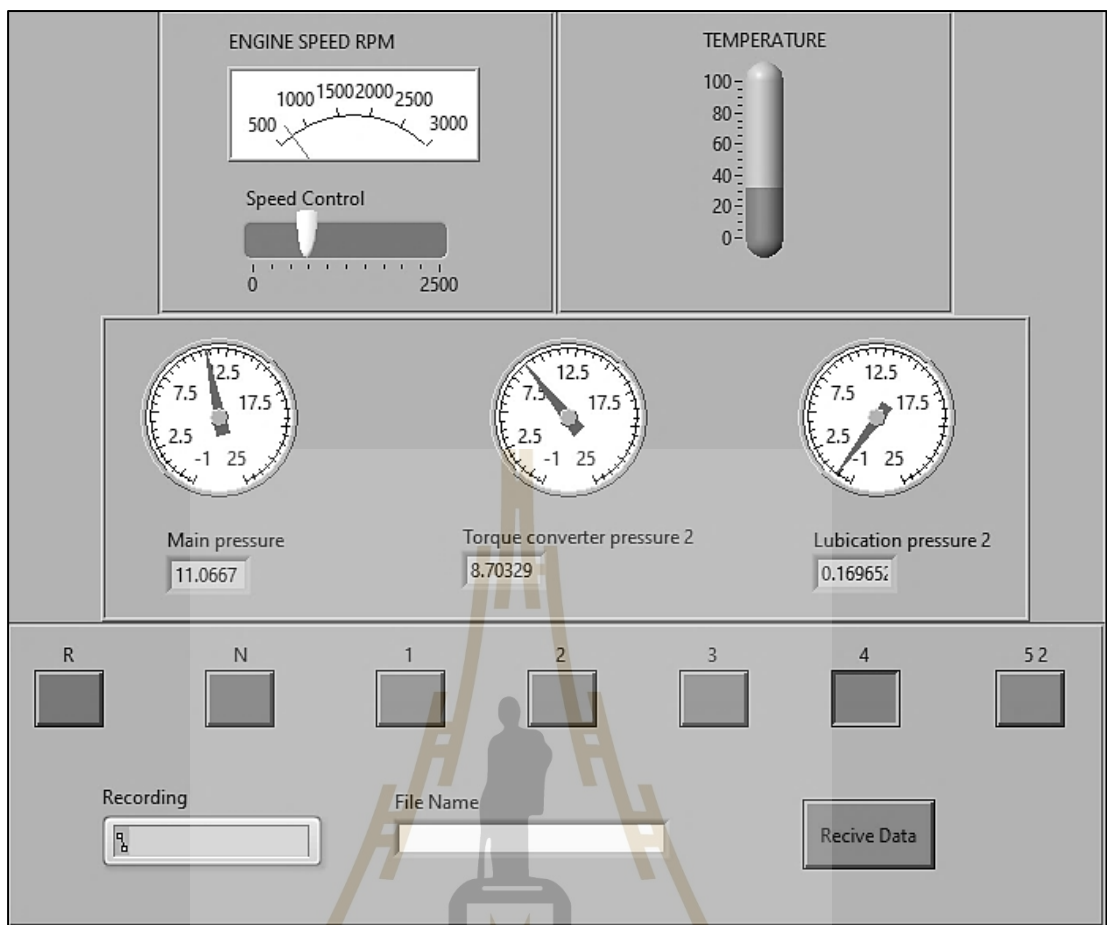


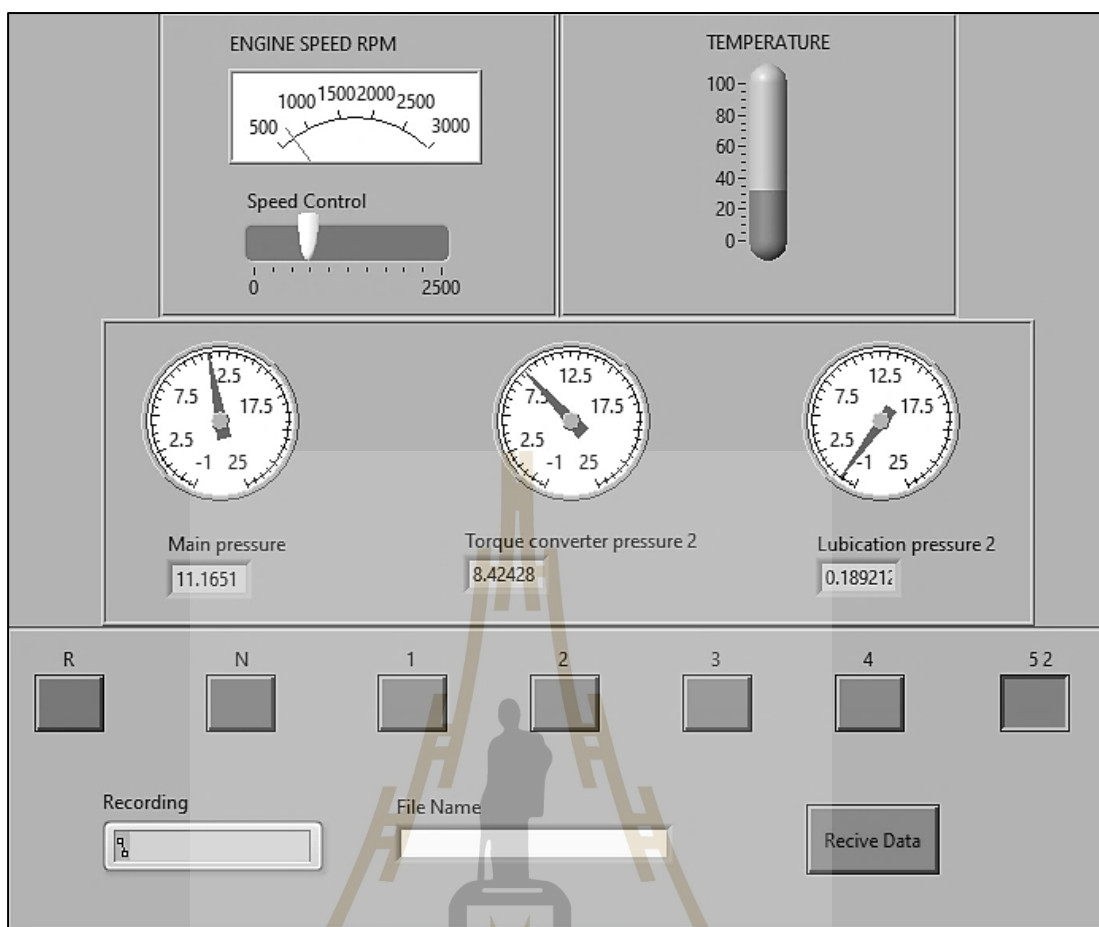
ข.2 โปรแกรมแสดงผลขณะเก็บข้อมูล

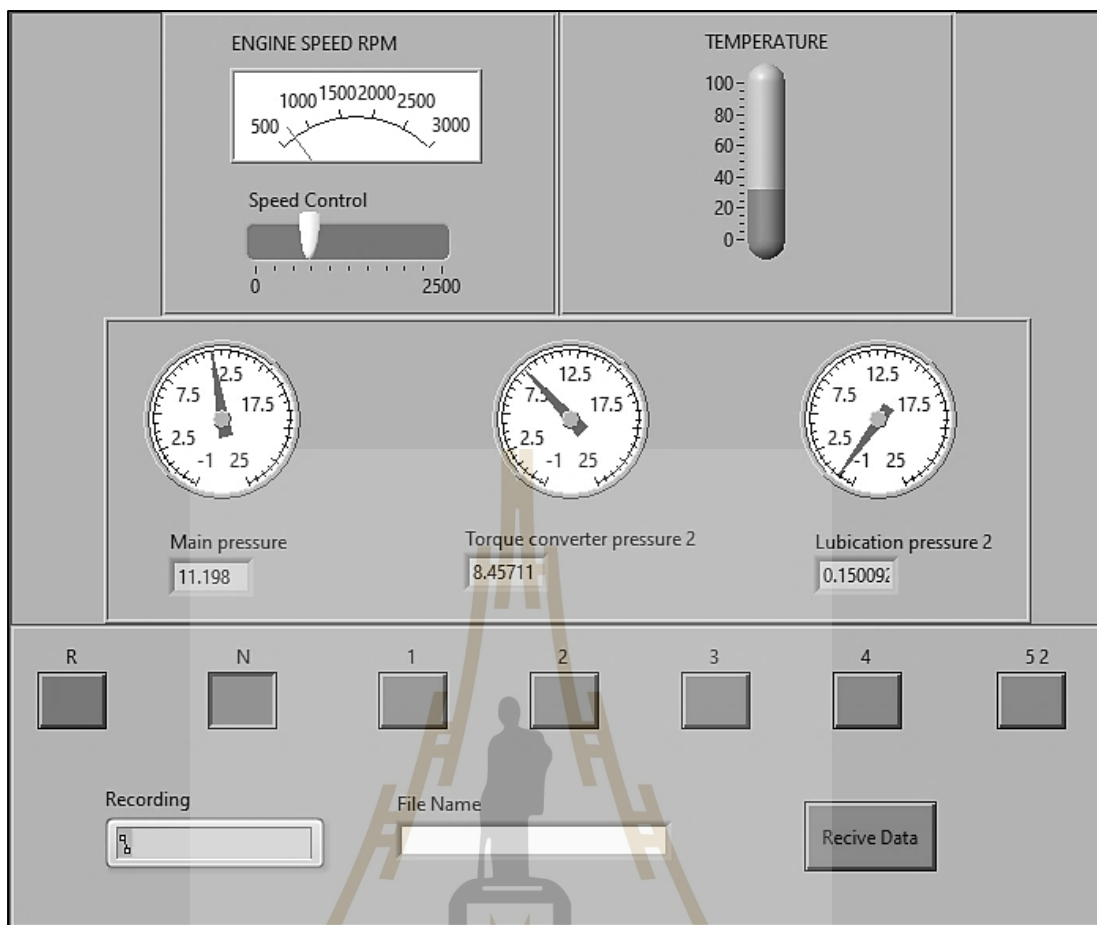




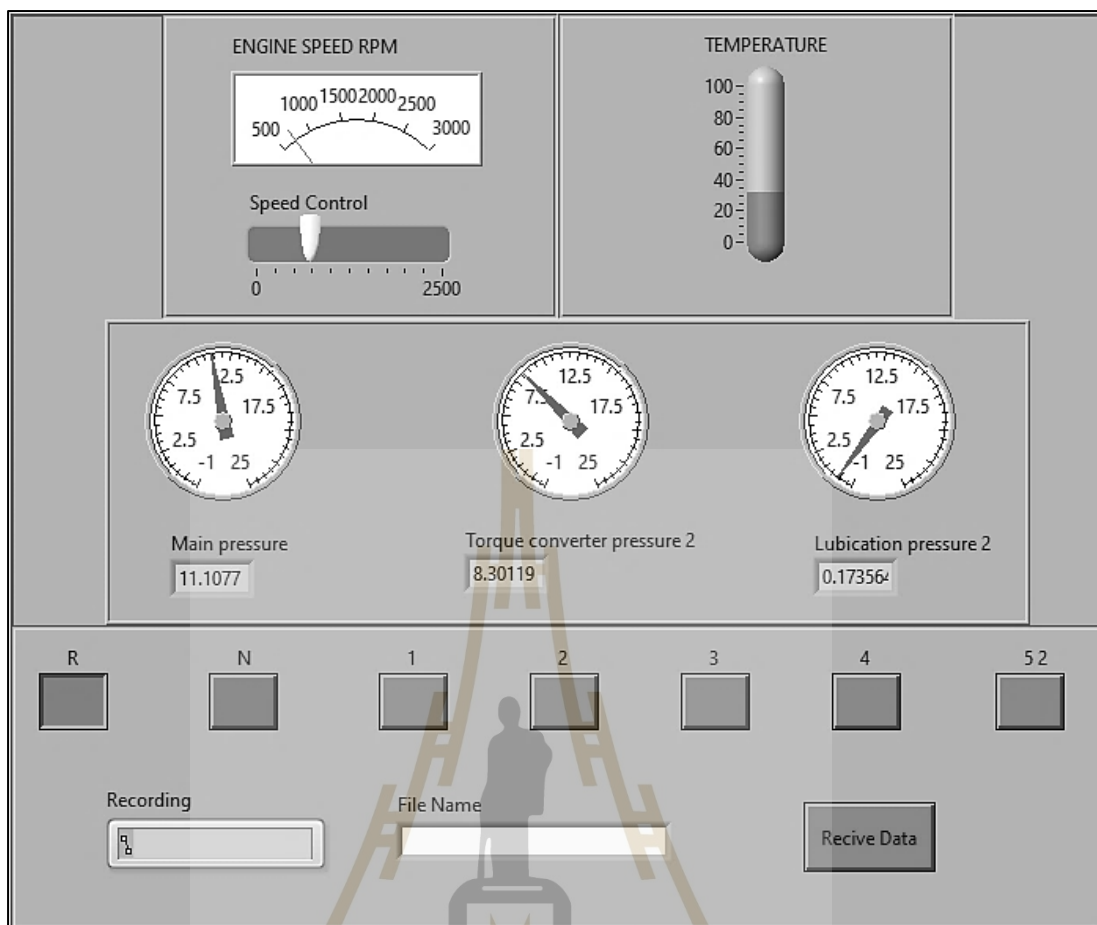














ภาคผนวก ค

ข้อมูลทางเทคนิคของ LABJACK U3 LV Board

The FIO and EIO ports on the LabJack U3 can be individually configured as digital input, digital output, or analog input. This is FIO0-EIO7 on the U3-LV (16 lines), or FIO4-EIO7 on the U3-HV (12 lines). In addition, up to 2 of these lines can be configured as timers, and up to 2 of these lines can be configured as counters. If a line is configured as analog, it is called AINx according to the following table:

**Table 2.5-1. Analog Input Pin Locations**

AIN0	FIO0	AIN8	EIO0
AIN1	FIO1	AIN9	EIO1
AIN2	FIO2	AIN10	EIO2
AIN3	FIO3	AIN11	EIO3
AIN4	FIO4	AIN12	EIO4
AIN5	FIO5	AIN13	EIO5
AIN6	FIO6	AIN14	EIO6
AIN7	FIO7	AIN15	EIO7

On the U3-HV, compared to the -LV, the first four flexible I/O are fixed as analog inputs (AIN0-AIN3) with a nominal  $\pm 10$  volt input range. All digital operations, including analog/digital configuration, are ignored on these 4 fixed analog inputs.

Timers and counters can appear on various pins, but other I/O lines never move. For example, Timer1 can appear anywhere from FIO4 to EIO1, depending on TimerCounterPinOffset and whether Timer0 is enabled. On the other hand, FIO5 (for example), is always on the screw terminal labeled FIO5, and AIN5 (if enabled) is always on that same screw terminal.

The first 8 flexible I/O lines (FIO0-FIO7) appear on built-in screw terminals. The other 8 flexible I/O lines (EIO0-EIO7) are available on the DB15 connector.

Many software applications will need to initialize the flexible I/O to a known pin configuration. That requires calls to the low-level functions ConfigIO and ConfigTimerClock. Following are the values to set the pin configuration to the factory default state:

**Table 2.5-2. ConfigIO Factory Default Values**

Byte #			
6	WriteMask	15	Write all parameters
8	TimerCounterConfig	0	No Timers/Counters. Offset = 4
9	DAC1 Enable	0	DAC1 Disabled. (Ignored on HW 1.3)
10	FIOAnalog	0	FIO all digital.
11	EIOAnalog	0	EIO all digital.

Parameter	Conditions	Min	Typical	Max	Units
<b>General</b>					
USB Cable Length				5	meters
Supply Voltage		4	5	5.25	volts
Supply Current (1)	Hardware V1.21+		50		mA
Operating Temperature		-40		85	°C
Clock Error	-40 to 85 °C			1.5	%
Typ. Command Execution Time (2)	USB high-high	0.6			ms
	USB other	4			ms
<b>Vs Outputs</b>					
Typical Voltage (3)	Self-Powered	4.75	5	5.25	volts
	Bus-Powered	4	5	5.25	
Maximum Current (3)	Self-Powered		450		mA
	Bus-Powered		50		mA
(1) Typical current drawn by the U3 itself, not including any user connections.					
(2) Total typical time to execute a single Feedback function with no analog inputs. Measured by timing a Windows application that performs 1000 calls to the Feedback function. See Section 3.1 for more timing information.					
(3) These specifications are related to the power provided by the host/hub. Self- and bus-powered describes the host/hub, not the U3. Self-powered would apply to USB hubs with a power supply, all known desktop computer USB hosts, and some notebook computer USB hosts. An example of bus-powered would be a hub with no power supply, or many PDA ports. The current rating is the maximum current that should be sources through the U3 and out of the Vs terminals.					



Parameter	Conditions	Min	Typical	Max	Units
<b>Analog Inputs</b>					
Typical input Range (4)	Single-Ended, LV	0		2.44	volts
	Differential, LV	-2.44		2.44	volts
	Special, LV	0		3.6	volts
	Single-Ended, HV	-10.3		10.3	volts
	Special, HV	-10.3		20.1	volts
Max AIN Voltage versus GND (5)	Valid Readings, LV	-0.3		3.6	volts
	Valid Readings, HV	-12.8		20.1	volts
Max AIN Voltage versus GND (6)	No Damage, FIO	-10		10	volts
	No Damage, EIO	-6		6	volts
	No Damage, HV	-40		40	volts
Input Impedance (7)	LV		40		MΩ
	HV		1.3		MΩ
Source Impedance (7)	Long Settling Off, LV			10	kΩ
	Long Settling On, LV			200	kΩ
	Long Settling Off, HV			1	kΩ
	Long Settling On, HV			1	kΩ
Resolution	All Ranges		12		bits
	Single-Ended, LV, 0-2.44		0.6		mV
	Differential, LV, ±2.44		1.2		mV
	Special, LV, 0-3.6		1.2		mV
	Single-Ended, HV, ±10		5.0		mV
	Special, HV, -10 to +20		10.0		mV
Integral Linearity Error			±0.05		% FS
Differential Linearity Error			±1		counts
Absolute Accuracy (8)	Single-Ended %		±0.13		% FS
	Single-Ended LV volts		±3.2		mV
	Single-Ended HV volts		±26.8		mV
	Differential %		±0.25		% FS
	Differential LV volts		±6.4		mV
	Differential HV volts		N/A		
	Special 0-3.6 %		±0.25		% FS
	Special LV volts		±6.4		mV
Special HV volts		±53.6		mV	
Temperature Drift			15		ppm/°C
Noise (Peak-To-Peak) (9)	Quick Sample Off		±1		counts
	Quick Sample On		±2		counts
Effective Resolution (RMS) (10)	Quick Sample Off		>12		bits
Noise-Free Resolution (9)	Quick Sample Off		11		bits
Command/Response Speed	See Section 3.1				
Stream Performance	See Section 3.2				

* LV specs refer to low voltage analog inputs which are available on the U3-LV and U3-HV. HV specs refer to high voltage analog inputs which are available on the U3-HV only.					
(4) Note that these are typical input ranges. The actual minimum on the low voltage inputs might not go all the way to 0.0 as discussed in Section 2.6.3.9. These are with DAC1 disabled on hardware version < 1.30.					
(5) This is the maximum voltage on any AIN pin compared to ground for valid measurements. Note that a differential channel has a minimum voltage of -2.44 volts, meaning that the positive channel can be 2.44 volts less than the negative channel, but no low-voltage AIN pin can go more than 0.3 volts below ground.					
(6) Maximum voltage, compared to ground, to avoid damage to the device. Protection level is the same whether the device is powered or not.					
(7) The low-voltage analog inputs essentially connect directly to a SAR ADC on the U3, presenting a capacitive load to the signal source. The high-voltage inputs connect first to a resistive level-shifter/divider. The key specification in both cases is the maximum source impedance. As long as the source impedance is not over this value, there will be no substantial errors due to impedance problems.					
(8) Absolute error includes INL, DNL, and all other sources of internal error at 25 C and VS=5.0V. To equate the percentage to voltage, multiply the full voltage span by the percentage. For a single-ended low voltage input using the normal range the span is about 2.4 volts, so $2.4 * 0.0013$ gives $\pm 0.003$ volts. For a single-ended high voltage input using the normal range the span is about 20 volts, so $20 * 0.0013$ gives $\pm 0.026$ volts. Differential readings are not calibrated on high voltage channels.					
(9) Measurements taken with AIN connected to a 2.048 reference (REF191 from Analog Devices) or GND. All "counts" data are aligned as 12-bit values. Noise-free data is determined by taking 128 readings and subtracting the minimum value from the maximum value.					
(10) Effective (RMS) data is determined from the standard deviation of 128 readings. In other words, this data represents most readings, whereas noise-free data represents all readings.					
Parameter	Conditions	Min	Typical	Max	Units
<b>Analog Outputs (DAC)</b>					
Nominal Output Range (11)	No Load	0.04		4.95	volts
	@ $\pm 2.5$ mA	0.225		4.775	volts
Resolution			10		bits
Absolute Accuracy	5% to 95% FS		$\pm 5$		% FS
Integral Linearity Error			$\pm 1$		counts
Differential Linearity Error			$\pm 1$		counts
Max Output Current (12)	@ 2.0V		30		mA
Error Due To Loading (12)	@ 100 $\mu$ A		0.1		%
	@ 1 mA		1		%
Source Impedance (12)			50		$\Omega$
Short Circuit Current (12,13)	5V to GND		50		mA
Cutoff Frequency (14)	-3 dB		16		Hz
Time Constant (14)			10		ms

<b>Digital I/O, Timers, Counters</b>					
Low Level Input Voltage		-0.3		0.8	volts
High Level Input Voltage		2		5.8	volts
Maximum Input Voltage (15)	FIO	-10		10	volts
	EIO/CIO	-6		6	volts
Output Low Voltage (16)	No Load		0		volts
	--- FIO	Sinking 1 mA		0.55	volts
	--- EIO/CIO	Sinking 1 mA		0.18	volts
	--- EIO/CIO	Sinking 5 mA		0.9	volts
Output High Voltage (16)	No Load		3.3		volts
	--- FIO	Sourcing 1 mA		2.75	volts
	--- EIO/CIO	Sourcing 1 mA		3.12	volts
	--- EIO/CIO	Sourcing 5 mA		2.4	volts
Short Circuit Current (16)	FIO		6		mA
	EIO/CIO		18		mA
Input Impedance	Pull-up to 3.3V		100		k $\Omega$
Series Impedance (16)	FIO		550		$\Omega$
	EIO/CIO		180		$\Omega$
Counter Input Frequency (17)	Hardware V1.21+			8	MHz
Input Timer Total Edge Rate (18)	No Stream, V1.21+			30000	edges/s
	While Streaming			7000	edges/s
<p>(11) Maximum and minimum analog output voltage is limited by the supply voltages (<math>V_s</math> and GND). The specifications assume <math>V_s</math> is 5.0 volts. Also, the ability of the DAC output buffer to driver voltages close to the power rails, decreases with increasing output current, but in most applications the output is not sinking/sourcing much current as the output voltage approaches GND.</p>					
<p>(12) If the output is set to 3.5 volts and sourcing 30 mA, there will be about 2.0 volts at the DAC pin due to the 50 ohms of series impedance. Each DAC output is driven by a channel on an AD8544 op-amp, powered by <math>V_S</math> &amp; GND, and then goes through protection circuitry that includes 50 ohms of series impedance. The max output current is determined by 3 main factors: short circuit current, ability of AD8544 to sink/source near power rails (Figure 22 of AD8544 datasheet), and the 50 ohms of series impedance.</p>					
<p>(13) Continuous short circuit will not cause damage.</p>					
<p>(14) The DAC outputs are created by filtering PWM signals, and the 2nd order 16 Hz output filter works great for the default PWM frequency of 732 Hz, but with lower frequency timer clocks the DAC outputs will be noisier. See Section 2.7 for more details. Time constant is the time it takes for the output to settle 63% of the way towards a new value.</p>					
<p>(15) Maximum voltage to avoid damage to the device. Protection works whether the device is powered or not, but continuous voltages over 5.8 volts or less than -0.3 volts are not recommended when the U3 is unpowered, as the voltage will attempt to supply operating power to the U3 possibly causing poor start-up behavior.</p>					
<p>(16) These specifications provide the answer to the question: "How much current can the digital I/O sink or source?". For instance, if EIO0 is configured as output-high and shorted to ground, the current sourced by EIO0 into ground will be about 18 mA (<math>3.3/180</math>). If connected to a load that draws 5 mA, EIO0 can provide that current but the voltage will droop to about 2.4 volts instead of the nominal 3.3 volts. If connected to a 180 ohm load to ground, the resulting voltage and current will be about 1.65 volts @ 9 mA.</p>					
<p>(17) Hardware counters. 0 to 3.3 volt square wave. Limit 2 MHz with older hardware versions.</p>					
<p>(18) To avoid missing edges, keep the total number of applicable edges on all applicable timers below this limit. See Section 2.9 for more information. Limit 10000 with older hardware versions.</p>					

## ประวัติผู้เขียน

นายภัทร ชายทวีป เกิดเมื่อวันที่ 30 กันยายน พ.ศ. 2536 ณ จังหวัดมุกดาหาร สำเร็จ การศึกษาระดับมัธยมศึกษาจากโรงเรียนเลิงนงทา อำเภอเลิงนงทา จังหวัดยโสธร ในปีการศึกษา 2554 และสำเร็จการศึกษาระดับปริญญาตรีจากสำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์ สาขาวิชาวิศวกรรมยานยนต์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี ในปีการศึกษา 2559 หลังจากสำเร็จการศึกษาระดับปริญญาตรี ผู้เขียนได้เข้ารับการศึกษาระดับปริญญาโทในสำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์ สาขาวิชาวิศวกรรมเมคคาทรอนิกส์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี ในปีการศึกษา 2561 ในระหว่างที่ศึกษาอยู่ได้มีโอกาส เป็นผู้สอนรายวิชาปฏิบัติการ Single Plane Balancing รายวิชาเขียนแบบวิศวกรรม 1 และมีผลงาน นำเสนองานวิจัยในระดับนานาชาติจำนวน 1 เรื่อง คือ “Performance Testing for City Bus Transmission based on LabVIEW Program”



มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี