

การประยุกต์ใช้ก๊าซธรรมชาติและก๊าซหุงต้มในระบบเชื้อเพลิงคู่  
กับเครื่องยนต์สันดาปภายในแบบจุดระเบิดด้วยหัวเทียน



นายมนตรี สี่พยัคฆ์

สถาบันวิทยบริการ

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

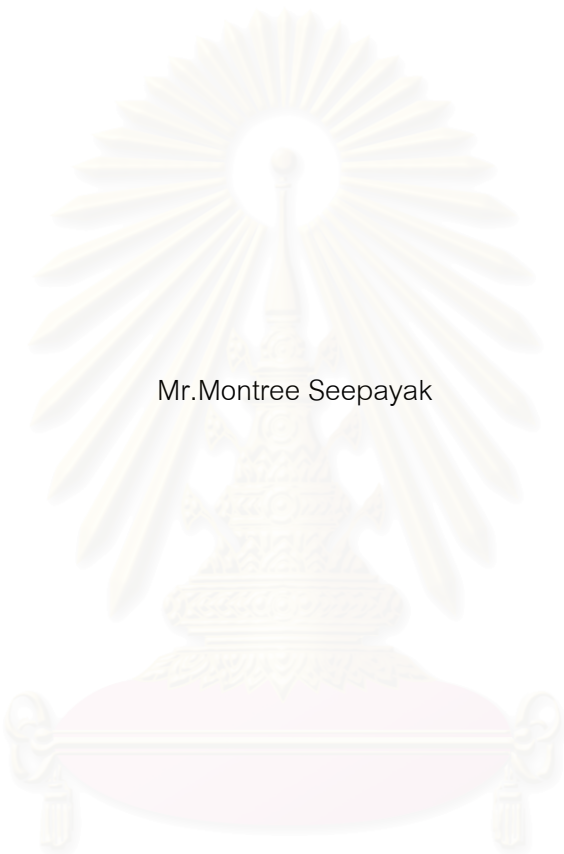
คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ปีการศึกษา 2548

ISBN 974-53-2982-7

ลิขสิทธิ์ของจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

THE APPLICATION OF LPG/CNG BI-FUEL SYSTEM IN AN SI ENGINE



Mr.Montree Seepayak

สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

A Thesis Submitted in Partial Fulfillment of the Requirements  
for the Degree of Master of Engineering in Mechanical Engineering

Department of Mechanical Engineering

Faculty of Engineering

Chulalongkorn University

Academic Year 2005

ISBN 974-53-2982-7

หัวข้อวิทยานิพนธ์

การประยุกต์ใช้ก๊าซธรรมชาติและก๊าซหุงต้มในระบบเชื้อเพลิงคู่  
กับเครื่องยนต์สันดาปภายในแบบจุดระเบิดด้วยหัวเทียน

โดย

นายมนตรี สัมพันธ์

สาขาวิชา

วิศวกรรมเครื่องกล

อาจารย์ที่ปรึกษา

ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.คณิต วัฒนวิเชียร

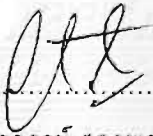
คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย อนุมัติให้หัวข้อวิทยานิพนธ์ฉบับนี้เป็นส่วน  
หนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาโทบริหารธุรกิจ



..... คณบดีคณะวิศวกรรมศาสตร์

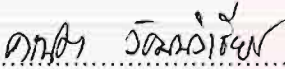
(ศาสตราจารย์ ดร.ดิเรก ลาวัณย์ศิริ)

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์



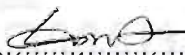
..... ประธานกรรมการ

(รองศาสตราจารย์ สถาพร สุปรัชการ)



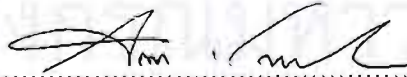
..... อาจารย์ที่ปรึกษา

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.คณิต วัฒนวิเชียร)



..... กรรมการ

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ชัชกรชัย หงษ์อุเทน)



..... กรรมการ

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.จินดา เจริญพรพาณิชย์)

มนตรี สัพย์คัม : การประยุกต์ใช้ก๊าซธรรมชาติและก๊าซหุงต้มในระบบเชื้อเพลิงคู่กับเครื่องยนต์สันดาปภายในแบบจุดระเบิดด้วยหัวเทียน. (THE APPLICATION OF LPG/CNG BI-FUEL SYSTEM IN AN SI ENGINE) อ.ที่ปรึกษา : ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.คณิต วัฒนวิเชียร, 367 หน้า. ISBN 974-53-2982-7.

วิทยานิพนธ์นี้จะแสดงให้เห็นถึงการประหยัดเชื้อเพลิงและมลภาวะของเครื่องยนต์ SI เมื่อมีการเปลี่ยนเชื้อเพลิงจากน้ำมันเบนซินมาใช้เชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติและก๊าซหุงต้ม ด้วยการดัดแปลงอุปกรณ์ gas mixer เป็นระบบจ่ายเชื้อเพลิงก๊าซทั้งสองชนิดแบบ Fumigation โดยไม่มีการปรับแต่งองศาจุดระเบิดเครื่องยนต์

การทดสอบได้กระทำทั้งการขับขึ้นบนถนน (road test) ด้วยความเร็วคงที่ 60,70,80 และ 90 กม./ชม. เพื่อเปรียบเทียบค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง (fuel consumption) และการทดสอบบนแท่นทดสอบ (Chassis Dynamometer) เพื่อเปรียบเทียบค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงและมลภาวะที่สภาวะการขับซึ่งจริง โดยใช้การขับที่ตามรูปแบบ Bangkok Driving Mode ซึ่งจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัยได้พัฒนาร่วมกับ Japan Transportation Cooperation Association (JTCA) ซึ่งจัดแบ่งลักษณะการขับขึ้นในกรุงเทพมหานครออกเป็น 6 กลุ่มลักษณะ (cycle)

ผลการทดสอบการขับด้วยความเร็วคงที่สรุปได้ว่าค่า อัตราการสิ้นเปลืองของเชื้อเพลิงก๊าซทั้งสองจะเพิ่มขึ้นตามความเร็วรถยนต์ โดยที่ 60, 70, 80 และ 90 กม./ชม. ก๊าซธรรมชาติมีการใช้พลังงานต่อระยะทางเป็น 1.518, 1.621, 1.652, 2.090 MJ/km และก๊าซหุงต้มมีการใช้พลังงานต่อระยะทางเป็น 1.511, 1.555, 1.606, 1.800 MJ/km ตามลำดับ ส่วนผลการทดสอบบนแท่นทดสอบพบว่า อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจะขึ้นอยู่กับลักษณะของรูปแบบการขับขึ้น โดยในกลุ่มลักษณะการขับขึ้นที่ 1 - 6 การใช้เชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติจะมีการใช้พลังงานต่อระยะทาง (MJ/km.) มากกว่าการใช้ก๊าซหุงต้ม 9.70%, 8.62%, 6.70%, 7.02%, 12.97% และ 3.85% ตามลำดับ การใช้เชื้อเพลิงก๊าซโซลีนจะมีการใช้พลังงานต่อระยะทาง (MJ/km.) มากกว่าการใช้ก๊าซธรรมชาติ 44.66%, 52.03%, 52.31%, 49.25%, 47.27% และ 54.61% ตามลำดับ และการใช้เชื้อเพลิงก๊าซโซลีนจะมีการใช้พลังงานต่อระยะทาง (MJ/km.) มากกว่าการใช้ก๊าซหุงต้ม 60.21%, 66.37%, 63.24%, 60.53%, 69.23% และ 60.80% ตามลำดับ สำหรับผลการวัดและวิเคราะห์ด้านมลพิษพบว่าปริมาณสารมลพิษจะขึ้นอยู่กับลักษณะของรูปแบบการขับขึ้น โดยการใช้เชื้อเพลิงก๊าซโซลีนมีแนวโน้มการปลดปล่อยปริมาณไฮโดรคาร์บอนที่ยังไม่เผาไหม้ (UHC) สูงที่สุด รองลงมาได้จากการใช้เชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติ ส่วนปริมาณที่เกิดขึ้นจากเชื้อเพลิงก๊าซหุงต้มมีค่าน้อยที่สุด ส่วนแนวโน้มการปลดปล่อยปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์ (CO) พบว่าเกิดขึ้นจากการใช้เชื้อเพลิงก๊าซโซลีนสูงสุด รองลงมาได้จากการใช้เชื้อเพลิงก๊าซหุงต้ม ส่วนปริมาณที่เกิดขึ้นจากเชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติมีค่าน้อยที่สุดในขณะที่มีปริมาณการปล่อยไนโตรเจนออกไซด์ (NOx) ที่เกิดขึ้นจากการใช้เชื้อเพลิงก๊าซหุงต้มมีค่ามากที่สุด รองลงมาได้จากการใช้เชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติ โดยปริมาณที่เกิดขึ้นจากเชื้อเพลิงก๊าซโซลีนมีค่าต่ำที่สุด

ภาควิชา.....วิศวกรรมเครื่องกล..... ลายมือชื่อนิติศ..... มนตรี สัพย์คัม  
สาขาวิชา.....วิศวกรรมเครื่องกล..... ลายมือชื่ออาจารย์ที่ปรึกษา..... คณิต วัฒนวิเชียร  
ปีการศึกษา.....2548.....

## 4570481221 : MAJOR MECHANICAL ENGINEERING

KEY WORD: COMPRESSED NATURAL GAS / LIQUIFIED PETROLIUM GAS / BI-FUEL / EMISSIONS /  
FUEL CONSUMPTION / ENERGY CONSUMPTION

MONTREE SEEPAYAK : THE APLICATION OF LPG/CNG BI-FUEL IN AN SI  
ENGINE. THESIS ADVISOR: ASSIST. PROF. KANIT WATTANAVICHIEEN, 367 pp.  
ISBN 974-53-2982-7.

This thesis aims to demonstrate the fuel economy and emissions of utilizing bi-fuel, LPG/CNG in a SI engine. A gas mixer, fumigation type, was designed and installed into the fuel system. The engine was operated with unmodified spark timing.

In order to compare fuel consumption and emissions under the real driving conditions, the studies were conducted on road with driving road test at constant speeds; 60, 70, 80 and 90 km/hr and on the chassis dynamometer with 6 driving cycles of "Bangkok Driving mode", developed by Chulalongkorn University and Japan Transportation Cooperation Association (JTCA).

Results from the constant speed road test revealed that fuel consumption increased with increased vehicle velocity. Energy consumption with CNG were 1.518, 1.621, 1.651, 2.090 MJ/km and with LPG were 1.511, 1.555, 1.606, 1.800 MJ/km at vehicle velocities of 60, 70, 80 and 90 km/hr, respectively. Chassis dynamometer test showed that fuel consumption and emissions depended on driving conditions. By driving on simulated driving cycle 1 to 6, energy consumption per kilometer (MJ/km) of CNG was higher than LPG 9.7%, 8.62%, 6.70%, 7.02%, 12.97% and 3.85%, respectively. Energy consumption of gasoline was higher than CNG as 44.66%, 52.03%, 52.31%, 49.25%, 47.27% and 54.61%, respectively. And energy consumption of gasoline was also higher than LPG as 60.21%, 66.37%, 63.24%, 60.53%, 69.23% and 60.80%, respectively. The emissions were also depended on type of driving cycle. The use of gasoline seemed to produce the highest amount of unburn hydrocarbon (UHC) compared with CNG and LPG (lowest value). Gasoline was also produced the highest CO value, followed by the use of LPG and CNG, respectively. Amount of NO<sub>x</sub> production was maximum when using LPG, followed by CNG and the gasoline was the lowest.

Department.....Mechanical Engineering.....Student's signature.....*Montree Seepayak*  
Field of study.....Mechanical Engineering.....Advisor's signature.....*Kanit Wattanaichien*  
Academic year .....2005.....

## กิตติกรรมประกาศ

ผู้เขียนวิทยานิพนธ์ขอกราบขอบพระคุณผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.คณิต วัฒนวิเชียร อาจารย์ที่ปรึกษาเป็นอย่างสูง ที่ให้คำแนะนำและช่วยเหลือในด้านต่าง ๆ ในการทำวิทยานิพนธ์จน ลุล่วงไปด้วยดี

ขอขอบคุณบริษัททาคุนิ และบริษัทราชพฤกษ์วิศวกรรม จำกัดจำกัดที่เอื้อเฟื้อรถยนต์ และอุปกรณ์ที่ใช้ในงานวิจัย ขอขอบคุณคุณประเสริฐ ตรีวีรานุวัตร ที่ให้การสนับสนุนในด้าน อุปกรณ์และเงินที่ใช้ในการทดสอบ ขอขอบคุณคุณเจริญชัย อำนวยสมบูรณ์สุข คุณกิตติพงษ์ สนวน่วม (พี่ต๋อย) ที่ให้คำแนะนำและช่วยเหลือในการติดต่อเติมก๊าซ

ขอขอบคุณคุณเทอดศักดิ์ ชัยสุริยะพันธ์ คุณพิชญ์ ปริญาจารย์ คุณกริชชัย คชพลา ยุกต์ คุณสุพิชฌ์ ไตรภพภูมิ คุณจักรกฤษ ตั้งรัตนโสภณ คุณกาญจน์ ร่มพล และคุณสุวัช คำแปด ที่ได้ให้ความช่วยเหลือในด้านการติดตั้งอุปกรณ์, การทดสอบ, การเก็บข้อมูล และในส่วนปลีกย่อย อื่น ๆ ขอขอบคุณ Mr.Phan Minh Duc ที่ให้คำแนะนำด้านทฤษฎี รวมถึงน้องนิสิตปริญญาโท ขอขอบคุณ น.ส.วิชชุตตา จันทะเดช ที่ช่วยทดสอบ ให้แง่คิดและกำลังใจในการทำวิทยานิพนธ์ ขอขอบคุณนายสุทินันท์ ที่ช่วยเก็บข้อมูลทดสอบ และขอบคุณบุคคลท่านอื่น ๆ ที่มีส่วนเกี่ยวข้อง ซึ่งอาจไม่ได้เอ่ยนามมา ณ ที่นี้

ท้ายสุดนี้ผู้เขียนวิทยานิพนธ์ขอกราบขอบพระคุณบุพการี นายบุญแสง สีพยัคฆ์ นาง นภาพร สีพยัคฆ์ นายทวีพงษ์ สีพยัคฆ์ นายฐนกร สีพยัคฆ์ นายพรเทพ สีพยัคฆ์ ที่ให้การสนับสนุน ทางด้านการศึกษาและสอนให้ผู้เขียนวิทยานิพนธ์รู้จักการดำเนินชีวิตอย่างมีสติและรอบคอบ

สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

# สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย.....	ง
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	จ
กิตติกรรมประกาศ.....	ฉ
สารบัญ.....	ช
สารบัญตาราง.....	ฅ
สารบัญภาพ.....	ด
คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ.....	ฮ
<b>บทที่ 1 บทนำ</b> .....	<b>1</b>
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญ .....	1
1.2 วัตถุประสงค์.....	1
1.3 ขอบเขตของวิทยานิพนธ์.....	1
1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ .....	2
1.5 ขั้นตอนการดำเนินงานวิจัย .....	2
<b>บทที่ 2 ทฤษฎีและทบทวนวรรณกรรม</b> .....	<b>3</b>
2.1 ทฤษฎีเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ .....	3
2.1.1 ลักษณะสำคัญของกระบวนการเผาไหม้ .....	6
2.1.2 การกำหนดลักษณะของกระบวนการเผาไหม้ .....	9
2.1.3 การแปรผันของการเผาไหม้ระหว่างวัฏจักรต่อวัฏจักร การเผาไหม้เพียง บางส่วน และการไม่จุดระเบิด.....	11
2.3.1.1 สาเหตุการแปรผันของการเผาไหม้ระหว่างวัฏจักรต่อวัฏจักร.....	14
2.3.1.2 ผลกระทบของการแปรผันของการเผาไหม้ระหว่างวัฏจักรต่อวัฏจักร .....	15
2.1.4 การจุดระเบิดด้วยประกายไฟ.....	16
2.1.5 การเผาไหม้ที่ผิดปกติ.....	21
2.2 ทฤษฎีการทดสอบ Tailpipe Emission และอุปกรณ์.....	25
2.2.1 พื้นฐานการทดสอบ .....	25

## บทที่ 2 ทฤษฎีและทบทวนวรรณกรรม (ต่อ)

2.2.2	รูปแบบสถานที่ทดสอบ .....	25
2.2.3	รูปแบบการสุ่มเก็บตัวอย่าง.....	26
2.2.3.1	รูปแบบการสุ่มเก็บตัวอย่างแบบธรรมดา .....	26
2.2.3.2	รูปแบบการสุ่มเก็บตัวอย่างแบบเครื่องเจือจางขนาดเล็ก.....	27
2.2.4	การสุ่มเก็บตัวอย่างแบบถุง(Bag Sampling).....	28
2.2.4.1	ระบบ CVS .....	28
2.2.4.1.1	Critical Flow Venturi(CFV) .....	29
2.2.4.1.2	ระบบการเจือจางด้วยอากาศ.....	30
2.2.5	ไดนาโมมิเตอร์(Dynamometer).....	31
2.2.5.1	ไดนาโมมิเตอร์ใช้พลังงานแบบ 2 ลูกกลิ้ง .....	31
2.2.5.2	ไดนาโมมิเตอร์ไฟฟ้าแบบลูกกลิ้งเดี่ยว .....	31
2.2.5.3	เปรียบเทียบไดนาโมมิเตอร์ระหว่างใช้พลังงานแบบ 2 ลูกกลิ้ง กับไฟฟ้าแบบลูกกลิ้งเดี่ยว .....	31
2.2.6	เครื่องวิเคราะห์ (Analyzers).....	32
2.2.6.1	Flame Ionization Detector (FID) .....	32
2.2.6.2	Non-Dispersive Infrared Detectors(NDIR) .....	33
2.2.6.3	Chemiluminescence (CL) Analyzer .....	34
2.2.6.4	Gas Chromatographs(GC) .....	35
2.3	งานวิจัยเกี่ยวกับการนำเชื้อเพลิงก๊าซมาใช้กับเครื่องยนต์เบนซิน.....	35

## บทที่ 3 ทฤษฎีเชื้อเพลิง .....

3.1	ก๊าซธรรมชาติ(natural gas).....	40
3.1.1	องค์ประกอบของก๊าซธรรมชาติ.....	40
3.1.2	คุณสมบัติทางกายภาพของก๊าซธรรมชาติ.....	40
3.1.2.1	ความถ่วงจำเพาะ(Specific gravity, S.G.).....	40
3.1.2.2	ขีดจำกัดการติดไฟ (Flammability limit).....	41
3.1.2.3	ค่าความร้อน (Heating value).....	41
3.1.2.4	อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงทางทฤษฎี (Stoichiometric ratio)....	41



**บทที่ 3 ทฤษฎีเชื้อเพลิง (ต่อ)**

3.1.2.5 Wobbe index.....	42
3.1.2.6 เลขออกเทน.....	42
3.1.2.7 กลิ่น, สี และความเป็นพิษ.....	43
3.1.3 ผลจากการเปลี่ยนแปลงองค์ประกอบต่อคุณสมบัติและการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง.....	43
3.1.4 ระบบการจ่ายเชื้อเพลิง.....	44
3.1.5 พารามิเตอร์ที่ใช้ในการออกแบบและการทำงานของเครื่องยนต์.....	45
3.1.5.1 กำลัง(Power).....	45
3.1.5.2 ความดันยังผลเฉลี่ย (mean effective pressure).....	45
3.1.5.3 การบริโภคเชื้อเพลิงจำเพาะและประสิทธิภาพ.....	46
3.1.5.4 การบริโภคเชื้อเพลิงจำเพาะและประสิทธิภาพ.....	47
3.1.6 การใช้แก๊สธรรมชาติเป็นเชื้อเพลิงในเครื่องยนต์.....	47
3.1.6.1 ข้อดีและข้อด้อยของการใช้แก๊สธรรมชาติในเครื่องยนต์.....	47
3.1.6.2 สมรรถนะของเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติเมื่อเทียบกับน้ำมันแก๊สโซลีน .....	48
3.2 ก๊าซหุงต้ม(LPG).....	48
3.2.1 ความรู้พื้นฐานเกี่ยวกับก๊าซหุงต้มและคุณสมบัติของเชื้อเพลิงที่มีผลต่อสมรรถนะของเครื่องยนต์.....	48
3.2.2 คุณสมบัติของก๊าซหุงต้ม.....	49
3.2.2.1 ก๊าซหุงต้มเมื่ออยู่ในสถานะเป็นของเหลว.....	49
3.2.2.2 คุณสมบัติทางกายภาพของก๊าซหุงต้ม เมื่ออยู่ในสถานะเป็นก๊าซ...50	50

**บทที่ 4 อุปกรณ์และขั้นตอนดำเนินงานวิจัย..... 53**

4.1 อุปกรณ์ทดสอบ.....	53
4.1.1 รถยนต์ และเครื่องยนต์ทดสอบ.....	53
4.1.2 อุปกรณ์ในการดัดแปลงเครื่องยนต์เพื่อใช้เชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติ.....	54
4.1.2.1 ถังก๊าซธรรมชาติอัด.....	55
4.1.2.2 อุปกรณ์ปรับลดความดัน.....	56

**บทที่ 4 อุปกรณ์และขั้นตอนดำเนินงานวิจัย(ต่อ)**

4.1.2.3 สวิตช์ควบคุมการใช้น้ำมันหรือก๊าซ.....	57
4.1.2.4 เกจวัดความดัน.....	57
4.1.2.5 หัวเติมก๊าซ.....	58
4.1.2.6 โซลินอยด์ตัดน้ำมัน.....	58
4.1.2.7 ท่อก๊าซ.....	59
4.1.2.8 ท่อน้ำมันและท่อน้ำ.....	60
4.1.3 อุปกรณ์ในการดัดแปลงเครื่องยนต์เพื่อใช้เชื้อเพลิงก๊าซหุงต้ม.....	61
4.1.2.1 ถังก๊าซหุงต้ม.....	61
4.1.2.2 อุปกรณ์ปรับลดความดัน.....	62
4.1.2.3 สวิตช์ควบคุมการใช้น้ำมันหรือก๊าซหุงต้ม.....	62
4.1.2.4 หัวเติมก๊าซ.....	63
4.1.2.5 ท่อก๊าซ.....	63
4.1.2.6 ท่อน้ำ.....	64
4.1.4 อุปกรณ์วัดอุณหภูมิ.....	65
4.1.4 อุปกรณ์เครื่องมือทดสอบมลพิษ.....	69
4.2 ขั้นตอนการดำเนินงานวิจัย .....	75
4.2.1 ออกแบบมิกเซอร์แบบคาร์บูเรเตอร์ให้สามารถใช้ได้ทั้งก๊าซธรรมชาติ และก๊าซหุงต้ม.....	75
4.2.1.1 สัมประสิทธิ์ของอัตราการใช้.....	76
4.2.1.2 การไหลผ่านท่อเวนจูรี.....	77
4.2.1.3 การไหลผ่านออร์ฟิซเชื่อม.....	79
4.2.1.4 สมรรถนะของคาร์บูเรเตอร์แบบพื้นฐาน.....	79
4.2.1.5 การประมาณค่าของ discharge coefficient.....	80
4.2.2 ติดตั้งอุปกรณ์ก๊าซ.....	83
4.2.3 ทดสอบบนถนน.....	86
4.2.4 ทดสอบมลพิษจากเครื่องยนต์.....	87

<b>บทที่ 5 ผลการทดสอบ.....</b>	<b>92</b>
5.1 ผลการทดสอบอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงของรถยนต์ที่สภาวะความเร็วคงที่ .....	92
5.1.1 ผลการทดสอบของก๊าซธรรมชาติ.....	92
5.1.1.1 แสดงผลอุณหภูมิที่วัดได้ในการทดสอบ.....	92
5.1.1.2 แสดงผลอุณหภูมิเฉลี่ยเปรียบเทียบในแต่ละความเร็วคงที่.....	107
5.1.1.3 แสดงผลอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง.....	116
5.1.2 ผลการทดสอบของก๊าซหุงต้ม.....	117
5.1.2.1 แสดงผลอุณหภูมิที่วัดได้ในการทดสอบ.....	117
5.1.2.2 แสดงผลอุณหภูมิเฉลี่ยเปรียบเทียบในแต่ละความเร็วคงที่.....	133
5.1.2.3 แสดงผลอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง.....	142
5.1.3 เปรียบเทียบผลการทดสอบของก๊าซธรรมชาติและก๊าซหุงต้ม.....	143
5.1.3.1 เปรียบเทียบผลอุณหภูมิไอเสียและอุณหภูมิบรรยากาศห้องเครื่อง ได้กระโปรงรถ.....	143
5.1.3.2 เปรียบเทียบผลอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นและผลต่างระหว่าง อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นเข้าและออกจากเครื่องยนต์.....	145
5.1.3.3 เปรียบเทียบผลการใช้พลังงานต่อระยะทางของก๊าซธรรมชาติและ ก๊าซหุงต้ม.....	148
5.2 ผลการทดสอบของรถยนต์บนแท่นทดสอบ Chassis Dynamometer.....	149
5.2.1 ผลอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง.....	149
5.2.1.1 ผลจากเชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติ.....	149
5.2.1.2 ผลจากเชื้อเพลิงหุงต้ม.....	151
5.2.1.3 ผลจากเชื้อเพลิงก๊าซโซลีน.....	153
5.2.1.4 ผลเปรียบเทียบการใช้พลังงานต่อระยะทางของ CNG กับ LPG.....	155
5.2.1.5 ผลเปรียบเทียบการใช้พลังงานต่อระยะทางของ CNG กับ Gasoline.....	157
5.2.1.6 ผลเปรียบเทียบการใช้พลังงานต่อระยะทางของ LPG กับ Gasoline.....	159
5.2.2 ผลมลพิษจากการทดสอบ.....	160

<b>บทที่ 5 ผลการทดสอบ(ต่อ)</b>	
5.2.2.1 แสดงผลมลพิษที่ทำการวัดได้ในการทดสอบ แต่ละกลุ่มลักษณะการขับขี่.....	160
5.2.2.2 แสดงผลเปรียบเทียบมลพิษที่ทำการวัดได้ในการทดสอบ แต่ละกลุ่มลักษณะการขับขี่.....	165
5.2.2.3 แสดงผลการวิเคราะห์ห้มลพิษในแต่ละช่วงเดินรอบเบา ช่วงเร่งความเร็ว ช่วงลดความเร็ว และช่วงความเร็วคงที่ที่ วิเคราะห์ได้จากผลการทดสอบแต่ละกลุ่มลักษณะ การขับขี่.....	171
<b>บทที่ 6 สรุปผลและข้อเสนอแนะ</b> .....	228
6.1 สรุปผล.....	228
6.1.1 เปรียบเทียบผลระหว่างการใช้ก๊าซธรรมชาติกับก๊าซหุงต้ม ต่ออัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงและอุณหภูมิของรถยนต์เมื่อขับขี่ ทดสอบด้วยความเร็วคงที่.....	228
6.1.2 เปรียบเทียบผลอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงระหว่างการใช้ก๊าซธรรมชาติ ก๊าซหุงต้ม และก๊าซโซลีนของรถยนต์เมื่อขับขี่ทดสอบตามรูปแบบลักษณะ การขับขี่ Bangkok Driving Mode.....	229
6.1.3 เปรียบเทียบผลมลพิษเชื้อเพลิงระหว่างการใช้ก๊าซธรรมชาติ ก๊าซหุงต้ม และก๊าซโซลีนของรถยนต์เมื่อขับขี่ทดสอบตามรูปแบบลักษณะ การขับขี่ Bangkok Driving Mode.....	230
6.2 ข้อเสนอแนะ .....	232
6.3 ข้อเสนอแนะสำหรับการศึกษาต่อเนื่อง.....	233
<b>รายการอ้างอิง</b> .....	234
<b>บรรณานุกรม</b> .....	236
<b>ภาคผนวก</b> .....	238
ภาคผนวก ก .....	239

## ภาคผนวก(ต่อ)

ภาคผนวก ข.....	245
ภาคผนวก ค .....	270
ประวัติผู้เขียนวิทยานิพนธ์.....	367



สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

## สารบัญตาราง

ตาราง	หน้า
3-1 แสดงคุณสมบัติทางกายภาพและทางเคมีของเชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติ ก๊าซหุงต้ม และเชื้อเพลิงอื่นๆ.....	52
4-1 แสดงรายละเอียดทางเทคนิคของรถยนต์และเครื่องยนต์ที่ใช้ในการทดสอบ.....	54
4-2 แสดงยี่ห้อ รุ่นและขีดความสามารถของเครื่องวิเคราะห์ค่ามลพิษ.....	74
5-1 แสดงผลค่าเฉลี่ยของอุณหภูมิตัวแปรการทำงานของคาร์บูเรเตอร์เมื่อใช้เชื้อเพลิง ก๊าซธรรมชาติที่ความเร็วคงที่.....	115
5-2 แสดงผลอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงและการใช้พลังงานต่อระยะทางของก๊าซธรรมชาติ ที่ความเร็วคงที่ 60, 70, 80, 90 กิโลเมตร/ชั่วโมง.....	116
5-3 แสดงผลค่าเฉลี่ยของอุณหภูมิตัวแปรการทำงานของคาร์บูเรเตอร์เมื่อใช้เชื้อเพลิง ก๊าซหุงต้มที่ความเร็วคงที่.....	141
5-4 แสดงผลอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงและการใช้พลังงานต่อระยะทางของก๊าซหุงต้ม ที่ความเร็วคงที่ 60, 70, 80, 90 กิโลเมตร/ชั่วโมง.....	142
5-5 แสดงผลเปรียบเทียบการใช้พลังงานต่อระยะทางของก๊าซธรรมชาติกับก๊าซหุงต้ม ที่ความเร็วคงที่ 60, 70, 80, 90 กิโลเมตร/ชั่วโมง.....	148
5-6 แสดงผลอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงและการใช้พลังงานต่อระยะทางของก๊าซธรรมชาติ ในแต่ละกลุ่มลักษณะการขับขี่ โดยทดสอบครั้งที่ 1.....	150
5-7 แสดงผลอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงและการใช้พลังงานต่อระยะทางของก๊าซธรรมชาติ ในแต่ละกลุ่มลักษณะการขับขี่ โดยทดสอบครั้งที่ 2.....	151
5-8 แสดงผลอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงและการใช้พลังงานต่อระยะทางของก๊าซหุงต้ม ในแต่ละกลุ่มลักษณะการขับขี่ โดยทดสอบครั้งที่ 1.....	152
5-9 แสดงผลอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงและการใช้พลังงานต่อระยะทางของก๊าซหุงต้ม ในแต่ละกลุ่มลักษณะการขับขี่ โดยทดสอบครั้งที่ 2.....	153
5-10 แสดงผลอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงและการใช้พลังงานต่อระยะทางของก๊าซโซลีน ในแต่ละกลุ่มลักษณะการขับขี่ โดยทดสอบครั้งที่ 1.....	154
5-11 แสดงผลอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงและการใช้พลังงานต่อระยะทางของก๊าซโซลีน ในแต่ละกลุ่มลักษณะการขับขี่ โดยทดสอบครั้งที่ 2.....	155

ตาราง	หน้า
5-12 แสดงผลการใช้พลังงานต่อระยะทางและเปอร์เซ็นต์ความแตกต่างของก๊าซธรรมชาติกับ ก๊าซหุงต้มในแต่ละกลุ่มลักษณะการขับขี่ โดยทดสอบครั้งที่ 1.....	156
5-13 แสดงผลการใช้พลังงานต่อระยะทางและเปอร์เซ็นต์ความแตกต่างของก๊าซธรรมชาติกับ ก๊าซหุงต้มในแต่ละกลุ่มลักษณะการขับขี่ โดยทดสอบครั้งที่ 2.....	156
5-14 แสดงผลการใช้พลังงานต่อระยะทางและเปอร์เซ็นต์ความแตกต่างของก๊าซธรรมชาติกับ ก๊าซโซลีนในแต่ละกลุ่มลักษณะการขับขี่ โดยทดสอบครั้งที่ 1.....	157
5-15 แสดงผลการใช้พลังงานต่อระยะทางและเปอร์เซ็นต์ความแตกต่างของก๊าซธรรมชาติกับ ก๊าซโซลีนในแต่ละกลุ่มลักษณะการขับขี่ โดยทดสอบครั้งที่ 2.....	158
5-16 แสดงผลการใช้พลังงานต่อระยะทางและเปอร์เซ็นต์ความแตกต่างของก๊าซหุงต้มกับ ก๊าซโซลีนในแต่ละกลุ่มลักษณะการขับขี่ โดยทดสอบครั้งที่ 1.....	159
5-17 แสดงผลการใช้พลังงานต่อระยะทางและเปอร์เซ็นต์ความแตกต่างของก๊าซหุงต้มกับ ก๊าซโซลีนในแต่ละกลุ่มลักษณะการขับขี่ โดยทดสอบครั้งที่ 2.....	160
5-18 แสดงผลปริมาณมลพิษของก๊าซธรรมชาติ ในแต่ละกลุ่มลักษณะการขับขี่ โดยทดสอบครั้งที่ 1.....	161
5-19 แสดงผลปริมาณมลพิษของก๊าซหุงต้ม ในแต่ละกลุ่มลักษณะการขับขี่ โดยทดสอบครั้งที่ 1.....	162
5-20 แสดงผลปริมาณมลพิษของก๊าซโซลีน ในแต่ละกลุ่มลักษณะการขับขี่ โดยทดสอบครั้งที่ 1.....	162
5-21 แสดงผลปริมาณมลพิษของก๊าซธรรมชาติ ในแต่ละกลุ่มลักษณะการขับขี่ โดยทดสอบครั้งที่ 2.....	163
5-22 แสดงผลปริมาณมลพิษของก๊าซหุงต้ม ในแต่ละกลุ่มลักษณะการขับขี่ โดยทดสอบครั้งที่ 2.....	163
5-23 แสดงผลปริมาณมลพิษของก๊าซโซลีน ในแต่ละกลุ่มลักษณะการขับขี่ โดยทดสอบครั้งที่ 2.....	164
5-24 แสดงผลเปอร์เซ็นต์ความแตกต่างปริมาณมลพิษของก๊าซธรรมชาติกับก๊าซหุงต้ม ในแต่ละกลุ่มลักษณะการขับขี่ โดยทดสอบครั้งที่ 1.....	165

ตาราง	หน้า
5-25 แสดงผลเปอร์เซ็นต์ความแตกต่างปริมาณมลพิษของก๊าซธรรมชาติกับก๊าซหุงต้ม ในแต่ละกลุ่มลักษณะการจับจี๊โดยทดสอบครั้งที่ 2.....	166
5-26 แสดงผลเปอร์เซ็นต์ความแตกต่างปริมาณมลพิษของก๊าซธรรมชาติกับก๊าซโซลีน ในแต่ละกลุ่มลักษณะการจับจี๊โดยทดสอบครั้งที่ 1.....	167
5-27 แสดงผลเปอร์เซ็นต์ความแตกต่างปริมาณมลพิษของก๊าซธรรมชาติกับก๊าซโซลีน ในแต่ละกลุ่มลักษณะการจับจี๊โดยทดสอบครั้งที่ 2.....	168
5-28 แสดงผลเปอร์เซ็นต์ความแตกต่างปริมาณมลพิษของก๊าซหุงต้มกับก๊าซโซลีน ในแต่ละกลุ่มลักษณะการจับจี๊โดยทดสอบครั้งที่ 1.....	169
5-29 แสดงผลเปอร์เซ็นต์ความแตกต่างปริมาณมลพิษของก๊าซหุงต้มกับก๊าซโซลีน ในแต่ละกลุ่มลักษณะการจับจี๊โดยทดสอบครั้งที่ 2.....	170
ก-1 แสดงคุณสมบัติของสารประกอบไฮโดรคาร์บอนและแก๊สเฉื่อย .....	241
ก-2 แสดงสมการการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงก๊าซ .....	242



## สารบัญภาพ

ภาพประกอบ	หน้า
2-1 แสดงส่วนประกอบของคาร์บูเรเตอร์แบบที่ใช้กันทั่วไป.....	3
2-2 แสดงผังของระบบฉีดเชื้อเพลิงแบบฉีดเข้าที่ท่อไอดีควบคุมด้วยอิเล็กทรอนิกส์.....	4
2-3 แสดงลำดับเหตุการณ์ในวัฏจักรการทำงานของเครื่องยนต์ SI.....	5
2-4 แสดงความดันกระบอกสูบ เศษส่วนมวลที่เผาไหม้แล้วและเศษส่วนปริมาตรที่เปลวไฟผ่าน ไปที่มุมข้อเหวี่ยงต่างๆ ในช่วงการเผาไหม้ของวัฏจักรการทำงาน ต่อเนื่องกัน 5 วัฏจักร ใช้เครื่องยนต์ SI จุดระเบิดที่ $30^\circ$ BTC เมื่อเปิดลิ้นเร่งเต็ม อัตราเร็วเครื่องยนต์ 1044 รอบต่อนาที, $\phi=0.98$ .....	7
2-5 (ก) ผลขององศาการจุดระเบิดที่มีต่อความดันภายในกระบอกสูบ..... (ข) แสดงถึงผลของการเปลี่ยนแปลงขององศาการจุดระเบิดที่มีต่อทอร์กเบรกของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ.....	8
2-6 แสดงผลการวิเคราะห์ความร้อนที่ปล่อยออกมาอันแสดงถึงผลของการถ่ายเทความร้อน ผลของชอกและความไร้ประสิทธิภาพของการเผาไหม้.....	9
2-7 แสดงนิยามของมุมการขยายตัวของเปลวไฟ และมุมการเผาไหม้อย่างรวดเร็วบนกราฟระหว่างเศษส่วนมวลที่เผาไหม้แล้วกับมุมข้อเหวี่ยง.....	10
2-8 แสดงความดันและอัตราการปล่อยความร้อนสุทธิสำหรับ 10 วัฏจักรในเครื่องยนต์ SI ทำงานที่ 1500 รอบต่อนาที, $\phi=1.0$ , MBT timing $25^\circ$ BTC .....	12
2-9 (ก) ความดันสูงสุดของแต่ละวัฏจักรกับมุมข้อเหวี่ยงที่ $p_{max}$ ..... (ข) ความดันยังผลเฉลี่ยบ่งชี้ของแต่ละวัฏจักรกับ $\theta_{pmax}$ .....	13
2-10 (ก) แสดงอัตราส่วนระหว่างอากาศต่อเชื้อเพลิงในวัฏจักร 50 วัฏจักร ต่อเนื่องกันที่บริเวณหัวเทียนวัดหลังการจุดระเบิดทันที เครื่องยนต์ทำงานที่ 1400 รอบต่อนาที, จังหวะการจุดระเบิดที่ MBT และ imep = 314 kPa..... (ข) ความเข้มข้นของ $CO_2$ และไฮโดรคาร์บอนในตัวอย่างแก๊สของแต่ละวัฏจักร จากบริเวณหัวเทียนก่อนการจุดระเบิดพอดีเครื่องยนต์ทำงานที่ 1200 รอบต่อนาที, $\phi=0.98$ และใช้น้ำมันเบนซินเป็นเชื้อเพลิง.....	14

ภาพประกอบ	หน้า
2-11 (ก) แสดงการกระจายความถี่ของความดันยังผลเฉลี่ยบ่งชี้ที่ปริมาณ EGR ต่างๆ คือ 0% ให้ความ เสถียรในการทำงานไม่ได้.....	15
(ข) สัมประสิทธิ์การแปรผันของความดันยังผลเฉลี่ยบ่งชี้ความเข้มข้นของไฮโดรคาร์บอนที่ยังไม่เผาไหม้ในไอเสีย และร้อยละของวัฏจักรการเผาไหม้ปกติซ้ำ, บางส่วน และไม่มีการจุดระเบิด กับอัตรา EGR เมื่อเครื่องยนต์ทำงานที่ 1400 รอบต่อนาที.....	15
2-12 แสดงกราฟแสดงการแปรผันของแรงดันและกระแสไฟฟ้ากับเวลาของระบบจุดระเบิดแบบที่ใช้คอยล์ทั่วไป.....	17
2-13 แสดงผังของระบบจุดระเบิดด้วยคอยล์ที่ใช้ชุดทองขาว.....	18
2-14 แสดงผังของระบบจุดระเบิดด้วยคอยล์ควบคุมด้วยทรานซิสเตอร์.....	19
2-15 แสดงผังของระบบจุดระเบิดด้วยตัวเก็บประจุ.....	20
2-16 แสดงผังของระบบจุดระเบิดด้วยแมกนีโตที่ใช้ชุดทองขาว.....	20
2-17 แสดงหัวเทียนแบบที่ใช้กันทั่วไป.....	21
2-18 แสดงกราฟระหว่างความดันกระบอกสูบกับมุมข้อเหวี่ยง	
(ก) วัฏจักรที่มีการเผาไหม้ตามปกติ.....	23
(ข) วัฏจักรที่มีการเขกไม่รุนแรง.....	23
(ค) วัฏจักรที่มีการเขกรุนแรงที่ได้จากเครื่องยนต์สูบเดี่ยว ขนาดความจุ 381 cm <sup>3</sup> เมื่อลิ้นเร่งเปิดเต็มที่และอัตราเร็วเครื่องยนต์ 4000 rev/min.....	23
2-19 แสดงตัวอย่างความเสียหายจากเครื่องยนต์ที่เผาไหม้ผิดปกติ.....	24
2-20 แสดงแผนผังสถานที่ทดสอบมลพิษไอเสีย.....	25
2-21 แสดงรูปแบบระบบการสุ่มเก็บตัวอย่างแบบธรรมดา.....	27
2-22 แสดงอุปกรณ์พื้นฐานของระบบเครื่องเจือจางขนาดเล็ก.....	28
2-23 แสดงแบบชิ้นส่วนพื้นฐานของระบบ CVS.....	29
2-24 แสดงรูปและรายละเอียดของไดนาโมมิเตอร์.....	32
2-25 แสดงรูปอุปกรณ์ Flame Ionization Detector (FID).....	33
2-26 แสดง Chemiluminescence Analyzer.....	34
2-27 แสดงภาพอุปกรณ์ Gas Chromatograph.....	35
4-1 แสดงภาพรถยนต์ทดสอบ.....	53

ภาพประกอบ	หน้า
4-2 แสดงภาพเครื่องยนต์ทดสอบ .....	53
4-3 แสดงถังก๊าซธรรมชาติที่ใช้ในการศึกษา.....	55
4-4 แสดงอุปกรณ์ปรับลดความดันที่ใช้ในการศึกษา.....	56
4-5 แสดงสวิตช์ควบคุมการใช้น้ำมันหรือก๊าซ.....	57
4-6 แสดงภาพเกจวัดความดัน.....	57
4-7 แสดงภาพหัวเติมก๊าซ.....	58
4-8 แสดงภาพโซลินอยด์ตัดน้ำมัน.....	58
4-9 แสดงภาพท่อก๊าซแบบ High Pressure .....	59
4-10 แสดงภาพท่อก๊าซแบบ Low Pressure .....	59
4-11 แสดงภาพท่อน้ำมัน .....	60
4-12 แสดงภาพท่อน้ำ.....	60
4-13 แสดงภาพถังก๊าซหุงต้มที่ใช้ในการศึกษา.....	61
4-14 แสดงภาพอุปกรณ์ปรับลดความดันของก๊าซหุงต้ม.....	62
4-15 แสดงภาพสวิตช์เลือกใช้ LPG.....	62
4-16 แสดงภาพหัวเติมก๊าซหุงต้ม .....	63
4-17 แสดงภาพท่อก๊าซความดันสูง.....	63
4-18 แสดงภาพท่อก๊าซความดันต่ำ.....	64
4-19 แสดงภาพท่อน้ำที่ต่อจากเครื่องยนต์เข้าหม้อต้ม.....	64
4-20 แสดงตัวอ่านค่าอุณหภูมิ DIGICON รุ่น IS-7 และชุดเพิ่มตำแหน่งการอ่านค่าอุณหภูมิ DIGICON รุ่น TS-94ST .....	65
4-21 แสดงตำแหน่งการวัดอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นที่ทางเข้าเครื่องยนต์.....	65
4-22 แสดงตำแหน่งการวัดอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นที่ทางออกเครื่องยนต์.....	66
4-23 แสดงตำแหน่งการวัดอุณหภูมิของน้ำมันหล่อลื่น.....	66
4-24 แสดงตำแหน่งการวัดอุณหภูมิไอดี.....	67
4-25 แสดงตำแหน่งการวัดอุณหภูมิไอเสีย.....	67
4-26 แสดงตำแหน่งการวัดอุณหภูมิมอเตอร์บริเวณห้องเครื่อง.....	68
4-27 (ก) แสดงคอมพิวเตอร์ควบคุม Chassis Dynamometer.....	69
(ข) แสดงรูปเครื่องควบคุม Dynamometer.....	70

ภาพประกอบ	หน้า
4-28 แสดงภาพพัดลม.....	70
4-29 แสดงภาพยางข้อต่อระหว่างไอเสียกับเครื่องเก็บไอเสีย.....	71
4-30 แสดงภาพ mixing tee .....	71
4-31 แสดงภาพ cyclonic separator .....	72
4-32 แสดงภาพ Constant Volume Sampling unit(CVS) .....	72
4-33 แสดงภาพปั๊มดูดไอเสียออกนอกห้องทดลอง .....	73
4-34 แสดงภาพ Single-Roll Electric Dynamometer .....	73
4-35 แสดงภาพ Bag Sampling และเครื่องวิเคราะห์ค่ามลพิษ .....	74
4-36 แสดงฟังก์ชันไหลของของเหลวผ่านออริฟิซ.....	76
4-37 แสดงความดันที่เกิดในคอคอดระหว่างก๊าซในอุดมคติกับก๊าซที่เกิดขึ้นจริง.....	77
4-38 แสดงค่าของผลของการยุบตัวที่มีต่ออัตราการไหลของมวล.....	79
4-39 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าความดันที่ลดลงที่คอคอดเทียบกับอัตราส่วนสมมูล.....	80
4-40 แสดงกราฟแสดงความสัมพันธ์เพื่อประมาณสมการของ $C_{DA}$ และ $C_{Df}$ .....	81
4-41 แสดงแบบพร้อมขนาดของมิกเซอร์ขึ้นส่วนด้านใน.....	81
4-42 แสดงแบบพร้อมขนาดของมิกเซอร์ขึ้นส่วนด้านนอก .....	82
4-43 แสดงภาพจริงของมิกเซอร์ขึ้นส่วนด้านใน.....	82
4-44 แสดงภาพจริงของมิกเซอร์ขึ้นส่วนด้านนอก .....	83
4-45 แสดงภาพขาตั้งและตำแหน่งการยึดติดถังก๊าซกับตัวรถ.....	83
(ก) ธรรมชาติ.....	83
(ข) หุ่นตุ้ม.....	83
4-46 แสดงภาพอุปกรณ์ปรับลดความดัน.....	84
(ก) ธรรมชาติ.....	84
(ข) หุ่นตุ้ม.....	84
4-47 แสดงภาพหัวเติมก๊าซ.....	84
(ก) ธรรมชาติ.....	84
(ข) หุ่นตุ้ม.....	84

ภาพประกอบ	หน้า
4-48 แสดงภาพเกจวัดความดัน.....	85
(ก) ธรรมชาติ.....	85
(ข) หุ่นตุ้ม.....	85
4-49 แสดงภาพบริเวณติดตั้งโซลินอยด์น้ำมัน.....	85
4-50 แสดงรูปแบบการขับเคลื่อนกลุ่มลักษณะที่ 1.....	88
4-51 แสดงรูปแบบการขับเคลื่อนกลุ่มลักษณะที่ 2.....	88
4-52 แสดงรูปแบบการขับเคลื่อนกลุ่มลักษณะที่ 3.....	89
4-53 แสดงรูปแบบการขับเคลื่อนกลุ่มลักษณะที่ 4.....	89
4-54 แสดงรูปแบบการขับเคลื่อนกลุ่มลักษณะที่ 5.....	90
4-55 แสดงรูปแบบการขับเคลื่อนกลุ่มลักษณะที่ 6.....	90
5-1 แสดงกราฟอุณหภูมิบรรยากาศห้องเครื่องใต้ฝากระโปรงรถตลอดการขับขี่ที่ความเร็วคงที่ 60 กิโลเมตร/ชั่วโมง จำนวนการทดสอบ 3 ครั้ง.....	93
5-2 แสดงกราฟอุณหภูมิไอดีตลอดการขับขี่ที่ความเร็วคงที่ 60 กิโลเมตร/ชั่วโมง จำนวนการทดสอบ 3 ครั้ง.....	93
5-3 แสดงกราฟอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นเข้าเครื่องยนต์ตลอดการขับขี่ที่ความเร็วคงที่ 60 กิโลเมตร/ชั่วโมง จำนวนการทดสอบ 3 ครั้ง.....	94
5-4 แสดงกราฟอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นออกจากเครื่องยนต์ตลอดการขับขี่ที่ความเร็วคงที่ 60 กิโลเมตร/ชั่วโมง จำนวนการทดสอบ 3 ครั้ง.....	94
5-5 แสดงกราฟอุณหภูมิน้ำมันเครื่องตลอดการขับขี่ที่ความเร็วคงที่ 60 กิโลเมตร/ชั่วโมง จำนวนการทดสอบ 3 ครั้ง.....	95
5-6 แสดงกราฟอุณหภูมิไอเสียตลอดการขับขี่ที่ความเร็วคงที่ 60 กิโลเมตร/ชั่วโมง จำนวนการทดสอบ 3 ครั้ง.....	95
5-7 แสดงกราฟอุณหภูมิบรรยากาศห้องเครื่องใต้ฝากระโปรงรถตลอดการขับขี่ที่ความเร็วคงที่ 70 กิโลเมตร/ชั่วโมง จำนวนการทดสอบ 3 ครั้ง.....	96
5-8 แสดงกราฟอุณหภูมิไอดีตลอดการขับขี่ที่ความเร็วคงที่ 70 กิโลเมตร/ชั่วโมง จำนวนการทดสอบ 3 ครั้ง.....	97
5-9 แสดงกราฟอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นเข้าเครื่องยนต์ตลอดการขับขี่ที่ความเร็วคงที่ 70 กิโลเมตร/ชั่วโมง จำนวนการทดสอบ 3 ครั้ง.....	97



ภาพประกอบ	หน้า
5-24 แสดงกราฟอุณหภูมิไอเสียตลอดการขับขี่ที่ความเร็วคงที่ 90 กิโลเมตร/ชั่วโมง จำนวนการทดสอบ 3 ครั้ง.....	106
5-25 แสดงกราฟอุณหภูมิบรรยากาศห้องเครื่องใต้ฝากระโปรงรถเฉลี่ยเปรียบเทียบในแต่ละ ความเร็วคงที่.....	107
5-26 แสดงกราฟอุณหภูมิไอดีเฉลี่ยเปรียบเทียบในแต่ละความเร็วคงที่.....	108
5-27 แสดงกราฟอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นเข้าเครื่องยนต์เฉลี่ยเปรียบเทียบในแต่ละความเร็วคงที่..	109
5-28 แสดงกราฟอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นออกจากเครื่องยนต์เฉลี่ยเปรียบเทียบ ในแต่ละความเร็วคงที่... ..	110
5-29 แสดงกราฟอุณหภูมิแตกต่างระหว่างน้ำหล่อเย็นออกจากเครื่องยนต์เฉลี่ยกับน้ำหล่อเย็น เข้าเครื่องยนต์เฉลี่ย เปรียบเทียบในแต่ละความเร็วคงที่... ..	111
5-30 แสดงกราฟอุณหภูมิน้ำมันเครื่องเฉลี่ยเปรียบเทียบในแต่ละความเร็วคงที่... ..	112
5-31 แสดงกราฟอุณหภูมิแตกต่างระหว่างน้ำมันเครื่องเฉลี่ยกับน้ำหล่อเย็นออกจาก เครื่องยนต์เฉลี่ย เปรียบเทียบในแต่ละความเร็วคงที่... ..	113
5-32 แสดงกราฟอุณหภูมิไอเสียเฉลี่ยเปรียบเทียบในแต่ละความเร็วคงที่.....	114
5-33 แสดงกราฟอุณหภูมิบรรยากาศห้องเครื่องใต้ฝากระโปรงรถตลอดการขับขี่ที่ความเร็วคงที่ 60 กิโลเมตร/ชั่วโมง จำนวนการทดสอบ 3 ครั้ง.....	117
5-34 แสดงกราฟอุณหภูมิไอดีตลอดการขับขี่ที่ความเร็วคงที่ 60 กิโลเมตร/ชั่วโมง จำนวนการทดสอบ 3 ครั้ง.....	118
5-35 แสดงกราฟอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นเข้าเครื่องยนต์ตลอดการขับขี่ที่ความเร็วคงที่ 60 กิโลเมตร/ชั่วโมง จำนวนการทดสอบ 3 ครั้ง.....	118
5-36 แสดงกราฟอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นออกจากเครื่องยนต์ตลอดการขับขี่ที่ความเร็วคงที่ 60 กิโลเมตร/ชั่วโมง จำนวนการทดสอบ 3 ครั้ง.....	119
5-37 แสดงกราฟอุณหภูมิน้ำมันเครื่องตลอดการขับขี่ที่ความเร็วคงที่ 60 กิโลเมตร/ชั่วโมง จำนวนการทดสอบ 3 ครั้ง.....	119
5-38 แสดงกราฟอุณหภูมิไอเสียตลอดการขับขี่ที่ความเร็วคงที่ 60 กิโลเมตร/ชั่วโมง จำนวนการทดสอบ 3 ครั้ง.....	1120
5-39 แสดงกราฟอุณหภูมิบรรยากาศห้องเครื่องใต้ฝากระโปรงรถตลอดการขับขี่ที่ความเร็วคงที่ 70 กิโลเมตร/ชั่วโมง จำนวนการทดสอบ 3 ครั้ง.....	121





ภาพประกอบ	หน้า
5-54 แสดงกราฟอุณหภูมิ น้ำหล่อเย็นออกจากเครื่องยนต์ตลอดการขับขี่ที่ความเร็วคงที่ 90 กิโลเมตร/ชั่วโมง จำนวนการทดสอบ 3 ครั้ง.....	131
5-55 แสดงกราฟอุณหภูมิ น้ำมันเครื่องตลอดการขับขี่ที่ความเร็วคงที่ 90 กิโลเมตร/ชั่วโมง จำนวนการทดสอบ 3 ครั้ง.....	131
5-56 แสดงกราฟอุณหภูมิไอเสียตลอดการขับขี่ที่ความเร็วคงที่ 90 กิโลเมตร/ชั่วโมง จำนวนการทดสอบ 3 ครั้ง.....	132
5-57 แสดงกราฟอุณหภูมิบรรยากาศห้องเครื่องใต้ฝากระโปรงรถเฉลี่ยเปรียบเทียบในแต่ละความเร็วคงที่.....	133
5-58 แสดงกราฟอุณหภูมิไอดีเฉลี่ยเปรียบเทียบในแต่ละความเร็วคงที่.....	134
5-59 แสดงกราฟอุณหภูมิ น้ำหล่อเย็นเข้าเครื่องยนต์เฉลี่ยเปรียบเทียบในแต่ละความเร็วคงที่..	135
5-60 แสดงกราฟอุณหภูมิ น้ำหล่อเย็นออกจากเครื่องยนต์เฉลี่ยเปรียบเทียบในแต่ละความเร็วคงที่... ..	136
5-61 แสดงกราฟอุณหภูมิแตกต่างระหว่างน้ำหล่อเย็นออกจากเครื่องยนต์เฉลี่ยกับน้ำหล่อเย็นเข้าเครื่องยนต์เฉลี่ย เปรียบเทียบในแต่ละความเร็วคงที่... ..	137
5-62 แสดงกราฟอุณหภูมิ น้ำมันเครื่องเฉลี่ยเปรียบเทียบในแต่ละความเร็วคงที่... ..	138
5-63 แสดงกราฟอุณหภูมิแตกต่างระหว่างน้ำมันเครื่องเฉลี่ยกับน้ำหล่อเย็นออกจากเครื่องยนต์เฉลี่ย เปรียบเทียบในแต่ละความเร็วคงที่... ..	139
5-64 แสดงกราฟอุณหภูมิไอเสียเฉลี่ยเปรียบเทียบในแต่ละความเร็วคงที่.....	140
5-65 แสดงกราฟอุณหภูมิไอเสียและอุณหภูมิบรรยากาศห้องเครื่องใต้ฝากระโปรงรถ เปรียบเทียบระหว่าง LPG กับ CNG ที่ความเร็วคงที่ 60 กิโลเมตร/ชั่วโมง... ..	143
5-66 แสดงกราฟอุณหภูมิไอเสียและอุณหภูมิบรรยากาศห้องเครื่องใต้ฝากระโปรงรถ เปรียบเทียบระหว่าง LPG กับ CNG ที่ความเร็วคงที่ 70 กิโลเมตร/ชั่วโมง... ..	143
5-67 แสดงกราฟอุณหภูมิไอเสียและอุณหภูมิบรรยากาศห้องเครื่องใต้ฝากระโปรงรถ เปรียบเทียบระหว่าง LPG กับ CNG ที่ความเร็วคงที่ 80 กิโลเมตร/ชั่วโมง... ..	144
5-68 แสดงกราฟอุณหภูมิไอเสียและอุณหภูมิบรรยากาศห้องเครื่องใต้ฝากระโปรงรถ เปรียบเทียบระหว่าง LPG กับ CNG ที่ความเร็วคงที่ 90 กิโลเมตร/ชั่วโมง... ..	144

ภาพประกอบ	หน้า
5-69 แสดงกราฟคุณสมบัติน้ำมันหล่อลื่นและผลต่างระหว่างคุณสมบัติน้ำมันหล่อลื่นเข้าและออก จากเครื่องยนต์เปรียบเทียบระหว่าง LPG กับ CNG ที่ความเร็วคงที่ 60 กิโลเมตร/ชั่วโมง.....	145
5-70 แสดงกราฟคุณสมบัติน้ำมันหล่อลื่นและผลต่างระหว่างคุณสมบัติน้ำมันหล่อลื่นเข้าและออก จากเครื่องยนต์เปรียบเทียบระหว่าง LPG กับ CNG ที่ความเร็วคงที่ 70 กิโลเมตร/ชั่วโมง.....	146
5-71 แสดงกราฟคุณสมบัติน้ำมันหล่อลื่นและผลต่างระหว่างคุณสมบัติน้ำมันหล่อลื่นเข้าและออก จากเครื่องยนต์เปรียบเทียบระหว่าง LPG กับ CNG ที่ความเร็วคงที่ 80 กิโลเมตร/ชั่วโมง.....	146
5-72 แสดงกราฟคุณสมบัติน้ำมันหล่อลื่นและผลต่างระหว่างคุณสมบัติน้ำมันหล่อลื่นเข้าและออก จากเครื่องยนต์เปรียบเทียบระหว่าง LPG กับ CNG ที่ความเร็วคงที่ 90 กิโลเมตร/ชั่วโมง.....	147
5-73 แสดงช่วงเดินรอบเบาที่นำมาพิจารณาในกลุ่มลักษณะการขับที่ 1.....	171
5-74 แสดงช่วงเดินรอบเบาที่นำมาพิจารณาในกลุ่มลักษณะการขับที่ 3.....	172
5-75 แสดงช่วงเดินรอบเบาที่นำมาพิจารณาในกลุ่มลักษณะการขับที่ 5.....	172
5-76 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ $C_3H_8$ เฉลี่ยในช่วงเดินเบา.....	173
5-77 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ $NO_x$ เฉลี่ยในช่วงเดินเบา.....	174
5-78 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ CO เฉลี่ยในช่วงเดินเบา.....	174
5-79 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ $CO_2$ เฉลี่ยในช่วงเดินเบา.....	175
5-80 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ $C_6H_{14}$ เฉลี่ยในช่วงเดินเบา.....	175
5-81 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ $C_3H_8$ เฉลี่ยในช่วงเดินเบา.....	176
5-82 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ $NO_x$ เฉลี่ยในช่วงเดินเบา.....	176
5-83 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ CO เฉลี่ยในช่วงเดินเบา.....	177
5-84 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ $CO_2$ เฉลี่ยในช่วงเดินเบา.....	177
5-85 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ $C_6H_{14}$ เฉลี่ยในช่วงเดินเบา.....	178
5-86 แสดงช่วงเดินรอบเบาที่นำมาพิจารณาในกลุ่มลักษณะการขับที่ 2.....	179
5-87 แสดงช่วงเดินรอบเบาที่นำมาพิจารณาในกลุ่มลักษณะการขับที่ 4.....	180
5-88 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ $C_3H_8$ เฉลี่ยในช่วงเดินเบา.....	181





ภาพประกอบ	หน้า
5-145 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ CO เฉลี่ยในช่วงลดความเร็ว.....	216
5-146 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ CO <sub>2</sub> เฉลี่ยในช่วงลดความเร็ว.....	217
5-147 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ C <sub>6</sub> H <sub>14</sub> เฉลี่ยในช่วงลดความเร็ว... ..	217
5-148 แสดงช่วงลดความเร็วที่นำมาพิจารณาในกลุ่มลักษณะการขับขี่ที่ 2.....	219
5-149 แสดงช่วงลดความเร็วที่นำมาพิจารณาในกลุ่มลักษณะการขับขี่ที่ 4... ..	220
5-150 แสดงช่วงลดความเร็วที่นำมาพิจารณาในกลุ่มลักษณะการขับขี่ที่ 6.....	220
5-151 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> เฉลี่ยในช่วงลดความเร็ว.....	221
5-152 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ NOx เฉลี่ยในช่วงลดความเร็ว.....	222
5-153 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ CO เฉลี่ยในช่วงลดความเร็ว.....	222
5-154 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ CO <sub>2</sub> เฉลี่ยในช่วงลดความเร็ว.....	223
5-155 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ C <sub>6</sub> H <sub>14</sub> เฉลี่ยในช่วงลดความเร็ว... ..	223
5-156 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> เฉลี่ยในช่วงลดความเร็ว.....	224
5-157 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ NOx เฉลี่ยในช่วงลดความเร็ว.....	224
5-158 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ CO เฉลี่ยในช่วงลดความเร็ว.....	225
5-159 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ CO <sub>2</sub> เฉลี่ยในช่วงลดความเร็ว.....	225
5-160 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ C <sub>6</sub> H <sub>14</sub> เฉลี่ยในช่วงลดความเร็ว... ..	226
ข-1 แสดงใบรายงานผลการทดสอบมลพิษ โดยใช้เชื้อเพลิง LPG	
กลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 1, 3, 5 โดยใช้ก๊าซอังกิงเก่า (หน้าที่ 1).....	246
ข-2 แสดงใบรายงานผลการทดสอบมลพิษ โดยใช้เชื้อเพลิง LPG	
กลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 1, 3, 5 โดยใช้ก๊าซอังกิงเก่า (หน้าที่ 2).....	247
ข-3 แสดงใบรายงานผลการทดสอบมลพิษ โดยใช้เชื้อเพลิง LPG	
กลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 2, 4, 6 โดยใช้ก๊าซอังกิงเก่า (หน้าที่ 1).....	248
ข-4 แสดงใบรายงานผลการทดสอบมลพิษ โดยใช้เชื้อเพลิง LPG	
กลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 2, 4, 6 โดยใช้ก๊าซอังกิงเก่า (หน้าที่ 2).....	249
ข-5 แสดงใบรายงานผลการทดสอบมลพิษ โดยใช้เชื้อเพลิง Gasoline	
กลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 1, 3, 5 โดยใช้ก๊าซอังกิงเก่า (หน้าที่ 1).....	250
ข-6 แสดงใบรายงานผลการทดสอบมลพิษ โดยใช้เชื้อเพลิง Gasoline	
กลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 1, 3, 5 โดยใช้ก๊าซอังกิงเก่า (หน้าที่ 2).....	251



ภาพประกอบ	หน้า
ข-21 แสดงใบรายงานผลการทดสอบมลพิษ โดยใช้เชื้อเพลิง Gasoline กลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 1, 3, 5 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่ (หน้าที่ 1).....	266
ข-22 แสดงใบรายงานผลการทดสอบมลพิษ โดยใช้เชื้อเพลิง Gasoline กลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 1, 3, 5 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่ (หน้าที่ 2).....	267
ข-23 แสดงใบรายงานผลการทดสอบมลพิษ โดยใช้เชื้อเพลิง Gasoline กลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 2, 4, 6 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่ (หน้าที่ 1).....	268
ข-24 แสดงใบรายงานผลการทดสอบมลพิษ โดยใช้เชื้อเพลิง Gasoline กลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 2, 4, 6 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่ (หน้าที่ 2).....	269
ค-1 แสดงกราฟการเปรียบเทียบมลพิษ C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จาก การขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 1 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า .....	271
ค-2 แสดงกราฟการเปรียบเทียบมลพิษ NO <sub>x</sub> ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จาก การขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 1 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า .....	272
ค-3 แสดงกราฟการเปรียบเทียบมลพิษ CO ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จาก การขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 1 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า .....	273
ค-4 แสดงกราฟการเปรียบเทียบมลพิษ CO <sub>2</sub> ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จาก การขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 1 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า .....	274
ค-5 แสดงกราฟการเปรียบเทียบมลพิษ C <sub>6</sub> H <sub>14</sub> ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จาก การขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 1 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า .....	275
ค-6 แสดงกราฟการเปรียบเทียบอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นเข้าเครื่องยนต์ ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 1 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า.....	276
ค-7 แสดงกราฟการเปรียบเทียบอุณหภูมิน้ำมันเครื่องของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 1 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า.....	276
ค-8 แสดงกราฟการเปรียบเทียบอุณหภูมิบรรยากาศ ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 1 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า.....	277
ค-9 แสดงกราฟการเปรียบเทียบอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นออกจากเครื่องยนต์ ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 1 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า.....	277
ค-10 แสดงกราฟการเปรียบเทียบอุณหภูมิไอดีของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 1 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า.....	278



















ภาพประกอบ	หน้า
ค-123 แสดงกราฟการเปรียบเทียบมลพิษ NO <sub>x</sub> ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จาก การขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 6 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่ .....	360
ค-124 แสดงกราฟการเปรียบเทียบมลพิษ CO ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จาก การขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 6 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่ .....	361
ค-125 แสดงกราฟการเปรียบเทียบมลพิษ CO <sub>2</sub> ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จาก การขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 6 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่ .....	362
ค-126 แสดงกราฟการเปรียบเทียบมลพิษ C <sub>6</sub> H <sub>14</sub> ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จาก การขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 6 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่ .....	363
ค-127 แสดงกราฟการเปรียบเทียบอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นเข้าเครื่องยนต์ ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จาก การขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 6 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่.....	364
ค-128 แสดงกราฟการเปรียบเทียบอุณหภูมิน้ำมันเครื่องของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จาก การขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 6 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่.....	364
ค-129 แสดงกราฟการเปรียบเทียบอุณหภูมิบรรยากาศ ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จาก การขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 6 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่.....	365
ค-130 แสดงกราฟการเปรียบเทียบอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นออกจากเครื่องยนต์ ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จาก การขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 6 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่.....	365
ค-131 แสดงกราฟการเปรียบเทียบอุณหภูมิไอเสียของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 6 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่.....	366
ค-132 แสดงกราฟการเปรียบเทียบอุณหภูมิไอเสียของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 6 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่.....	366



## คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ

คำย่อ	คำอธิบาย	หน่วย
A	Orifice section area	m <sup>2</sup>
A/F	Air-Fuel ratio	kg air / kg fuel
ASTM	American Society for Testing and Materials	
b MEP	Brake mean effective pressure	kPa
bsfc	Brake specific fuel consumption	g/kW-h
C <sub>D</sub>	Drag coefficient	
d	Orifice diameter	m
HHV	Higher heating value	MJ/kg fuel
HFL	Higher flammability limit	
k	Ratio of indicated power	
LHV	Lower heating value	MJ/kg fuel
LFL	Lower flammability limit	
ma	Air mass flow rate	g/sec
MAP	Manifold absolute pressure	inch Hg
MBT timing	Minimum spark advance for best torque	Degree – Crank Angle
mf	Fuel mass flow rate	g/sec
mf <sub>corrected</sub>	Corrected fuel mass flow rate	g/sec
MON	Motor octane number	
M <sub>w</sub>	Molecular weight	
N	Engine speed	rev/min
NG	Natural gas	
ON	Fuel octane number	
P	Pressure	kPa
P <sub>a</sub>	Atmospheric pressure	mmHg
P <sub>b</sub>	Brake Power	kW
P <sub>g</sub>	ความดันสมบูรณ์ของแก๊สเข้าอุปกรณ์วัดการ บริโภคเชื้อเพลิงแก๊ส	kPa

## คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ (ต่อ)

กน

คำย่อ	คำอธิบาย	หน่วย
$P_{v,table}$	Water vapor pressure	kPa
$\Delta P$	Head different of airflow through orifice plate	Inch. H <sub>2</sub> O
$Q_{HV}$	Heating value	MJ/kg fuel
$Q_{air}$	Air volumetric flow rate	m <sup>3</sup> /sec
$\bar{R}$	Universal gas constant	J/(mol·K)
RON	Research octane number	
S.G.	Specific gravity	
$S_L$	Laminar flame speed	m/sec
t	time	sec
$T_b$	Corrected brake torque	N-m
$T_{db}$	Air box temperature	°C
$T_g$	อุณหภูมิแก๊สขาเข้าอุปกรณ์วัดการบริโภคเชื้อเพลิงแก๊ส	K
W	Wobbe index	MJ/m <sup>3</sup>
WOT	Wide open throttle	
$x_i$	Mole fraction	
$\rho$	Density	kg/m <sup>3</sup>
$\phi$	Equivalence ratio	
$\alpha$	Power adjustment factor	
$\theta_s$	Spark advance timing	Degree - Crank Angle.
$\eta_{th}$	Thermal efficiency	

# บทที่ 1

## บทนำ

### ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

ประเทศไทยเป็นประเทศหนึ่งที่ประสบปัญหาทางด้านพลังงาน โดยเฉพาะน้ำมันเชื้อเพลิง ในปัจจุบันน้ำมันเชื้อเพลิงนอกจากจะมีราคาสูงแล้วบางครั้งก็ยังขาดแคลนอีกด้วย อันเนื่องมาจาก สงครามและการเก็งกำไรของผู้ผลิต ดังนั้นเมื่อราคาน้ำมันเชื้อเพลิงสูงขึ้นอย่างรวดเร็วและการ ค้นพบพลังงานในรูปน้ำมันเชื้อเพลิงยังไม่สมดุลกับความต้องการในอนาคต รวมทั้งปริมาณการ ผลิตน้ำมันทั่วโลกลดน้อยลงจึงมีการคาดการณ์กันว่า พลังงานที่ใช้กันอยู่ในปัจจุบันโดยเฉพาะ น้ำมันเชื้อเพลิงจะหมดลงหรือขาดแคลนในระยะเวลาอันใกล้นี้ ดังนั้นการหาพลังงานในรูปแบบ อื่นเช่น พลังงานแสงอาทิตย์ พลังงานนิวเคลียร์ ก๊าซธรรมชาติ ถ่านหิน แอลกอฮอล์และผลิตภัณฑ์ น้ำมันจากพืชน้ำมันต่างๆ จึงเป็นสิ่งจำเป็น สำหรับงานวิจัยนี้จะแสดงให้เห็นถึงสมรรถนะของ เครื่องยนต์สันดาปภายในแบบจุดระเบิดด้วยประกายไฟ(SI) ที่ใช้ในรถยนต์นั่งขนาดกลาง ซึ่งมีการ ใช้เป็นปริมาณมากในประเทศ เมื่อมีการเปลี่ยนเชื้อเพลิงจากน้ำมันเบนซินซึ่งมีราคาแพงมาใช้ก๊าซ LPG (Liquified Petroleum Gas) และ CNG (Compressed Natural Gas) ซึ่งมีราคาถูกกว่า โดย ในการทดสอบจะมีการดัดแปลงเครื่องยนต์เพื่อให้เกิดความเหมาะสมกับการใช้ก๊าซทั้งสองชนิด

### วัตถุประสงค์ของการวิจัย

ทำการศึกษา fuel economy และ emissions ของ aftermarket conversion kit เพื่อนำ LPG และ CNG มาใช้กับเครื่องยนต์ SI ซึ่งติดตั้งภายในรถยนต์นั่ง

### ขอบเขตของการวิจัย

1. ออกแบบการนำระบบจ่ายเชื้อเพลิง BI-FUEL คือ LPG และ CNG ชนิด aftermarket มาใช้ร่วมกันในรถยนต์
2. ติดตั้งระบบเชื้อเพลิง LPG และ CNG ในรถยนต์
3. ทดสอบสมรรถนะของรถยนต์ เมื่อใช้ LPG และ CNG เป็นเชื้อเพลิง
4. ทดสอบ exhaust emissions ของรถยนต์ เมื่อใช้ LPG และ CNG เป็นเชื้อเพลิง

## ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

วิทยานิพนธ์เป็นการศึกษาการนำเชื้อเพลิงก๊าซ ซึ่งมีข้อได้เปรียบในด้านราคามาใช้ร่วมกัน ในรถยนต์ ทำให้ทราบถึงผลที่เกิดขึ้นต่อสมรรถนะ fuel economy และ emissions ของเครื่องยนต์ SI ในรถยนต์ เมื่อมีการนำก๊าซ LPG และ CNG มาใช้เป็นเชื้อเพลิงทดแทนเชื้อเพลิงเบนซิน ซึ่งจะ ทำให้ได้ข้อมูลที่เป็นส่วนสำคัญในการพิจารณาถึงความเหมาะสมและแนวทางของการนำก๊าซ LPG และ CNG เป็นเชื้อเพลิงทดแทนร่วมกันในอนาคตต่อไป

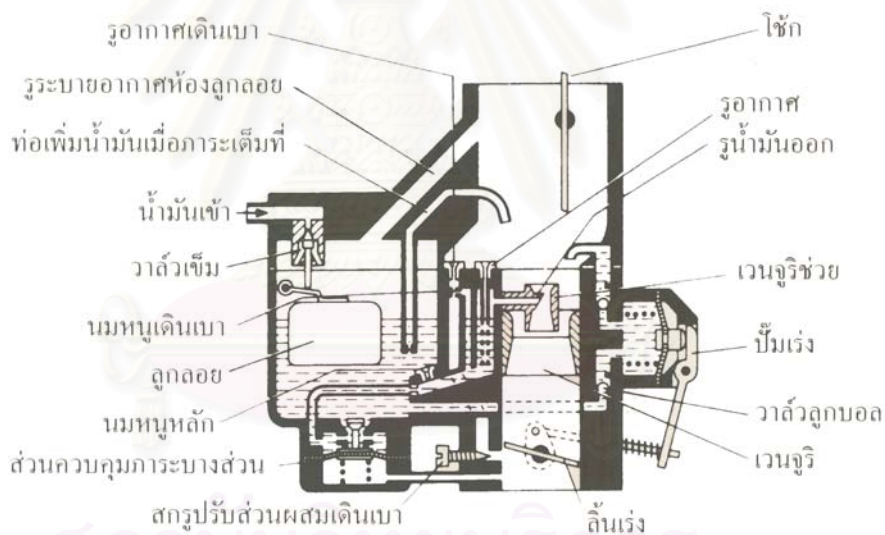
## วิธีดำเนินการวิจัย

1. ศึกษาระบบจ่ายเชื้อเพลิง LPG และ CNG เพื่อจะดัดแปลงมาใช้ในเครื่องยนต์ SI
2. ทำการออกแบบระบบจ่ายเชื้อเพลิง LPG และ CNG ชนิด aftermarket ให้สามารถใช้ได้ ทั้งสองอย่างในเครื่องยนต์ SI
3. ทำการติดตั้งเครื่องยนต์และระบบเชื้อเพลิง LPG และ CNG ในรถยนต์
4. ทดสอบสมรรถนะของรถยนต์ที่ได้จากการใช้เชื้อเพลิง LPG และ CNG
5. ทดสอบ exhaust emission ของรถยนต์ เมื่อมีการเปลี่ยนเชื้อเพลิงมาใช้ LPG และ CNG
6. สรุปผลการทดลองและนำเสนอแนวทางในการนำก๊าซ LPG และ CNG ไปใช้งานกับ เครื่องยนต์ SI ในรถยนต์นั่งได้อย่างเหมาะสม

## บทที่ 2 ทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

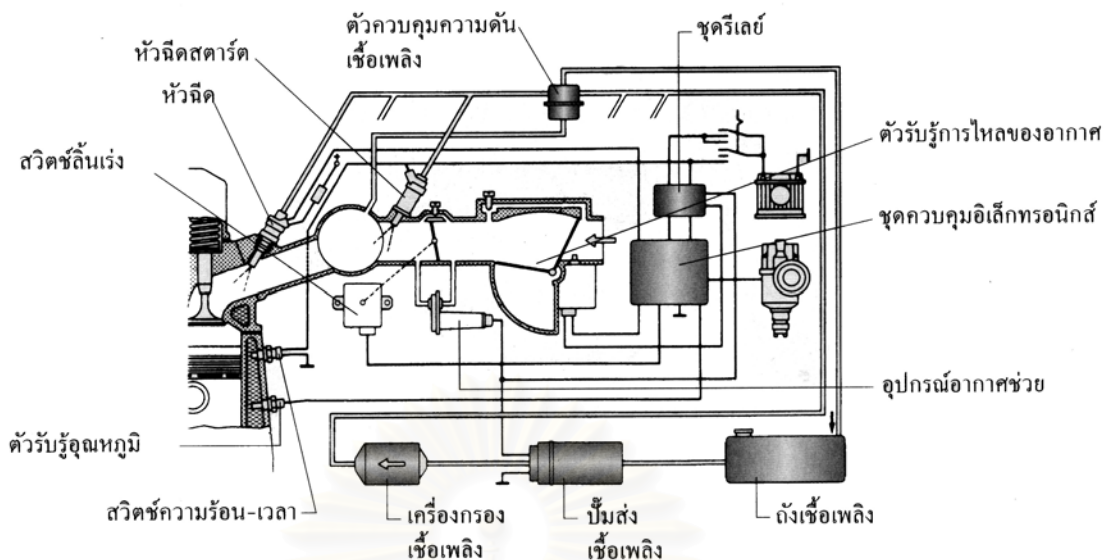
### 2.1 ทฤษฎีเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ(Spark-Ignition engine)

ในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ ( SI engine ) อากาศกับเชื้อเพลิงมักจะผสมกันในระบบไอดีก่อนที่จะเข้าไปในกระบอกสูบโดยใช้คาร์บูเรเตอร์ (รูปที่ 2-1) หรือใช้ระบบฉีดเชื้อเพลิง (รูปที่ 2-2) โดยมีอัตราส่วนการไหลของมวลอากาศต่อเชื้อเพลิงประมาณ 15 เพื่อให้มีการเผาไหม้ที่เหมาะสม สำหรับเครื่องยนต์ที่ใช้คาร์บูเรเตอร์ อากาศจะไหลผ่านท่อเวนจูรี (venturi, ท่อที่ลู่เข้าแล้วบานออก) ทำให้เกิดความดันแตกต่างระหว่างความดันที่ทางเข้าของท่อเวนจูรีและความดันที่คอคอดของท่อเวนจูรี ซึ่งถูกใช้ในการกำหนดปริมาณของเชื้อเพลิงที่เหมาะสมจากห้องลูกลอยเข้าไปผสมกับอากาศที่คอคอดหลังจากท่อเวนจูรีก็จะเป็นลิ้นเร่งซึ่งมีหน้าที่ควบคุมปริมาณการไหลของสารผสมอากาศกับเชื้อเพลิงและควบคุมกำลังที่ออกจากเครื่องยนต์ในที่สุด



รูปที่ 2-1 แสดงส่วนประกอบของคาร์บูเรเตอร์แบบที่ใช้กันทั่วไป[1]

ส่วนเครื่องยนต์ที่ใช้ระบบฉีดเชื้อเพลิงแบบฉีดเข้าที่ท่อไอดี เชื้อเพลิงจะถูกฉีดผ่านหัวฉีดเข้าที่ท่อไอดีของแต่ละสูบ ซึ่งในระบบที่ควบคุมด้วยอิเล็กทรอนิกส์ตามรูปที่ (2-2) ปริมาณเชื้อเพลิงที่ถูกฉีดโดยหัวฉีดจะถูกควบคุมโดยชุดควบคุมอิเล็กทรอนิกส์ซึ่งรับสัญญาณจากตัวรับรู้(sensor) และสวิทช์ต่างๆ แล้วนำมาประมวลผลและส่งสัญญาณไปให้หัวฉีดเพื่อทำการฉีดเชื้อเพลิงออกไปตามปริมาณที่ต้องการ



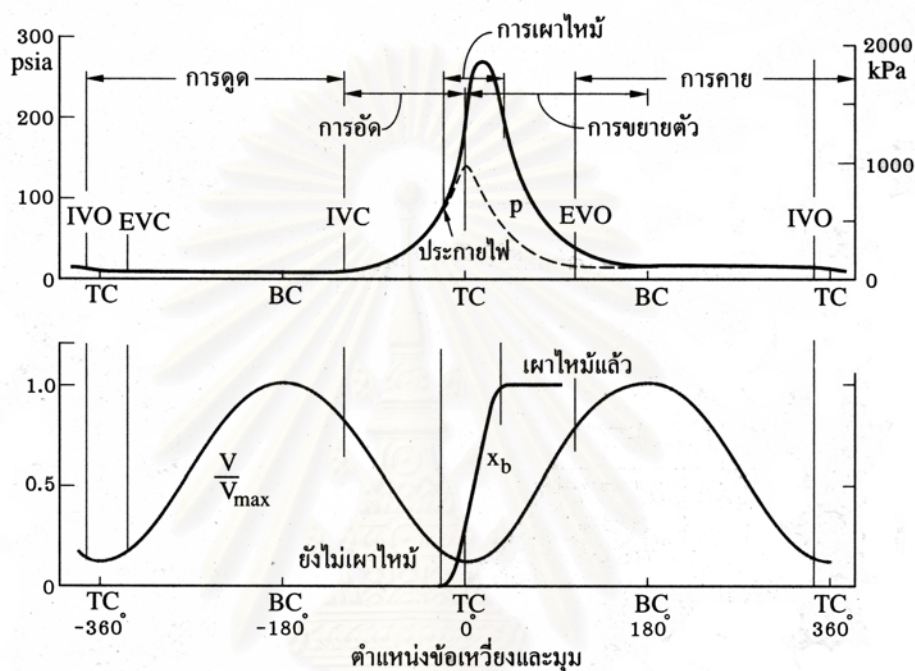
รูปที่ 2-2 แสดงผังของระบบฉีดเชื้อเพลิงแบบฉีดเข้าที่ท่อไอดีควบคุมด้วยอิเล็กทรอนิกส์ [1]

หลังจากการเตรียมสารผสมอากาศกับเชื้อเพลิงแล้วสารผสมก็จะไหลเข้าไปในระบบอวกาศลำดับของเหตุการณ์ที่เกิดขึ้นภายในระบบอวกาศของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟซึ่งจะได้แสดงไว้ในรูปที่ 2-3 สำหรับวัฏจักรการทำงานแต่ละวัฏจักรจะเริ่มจากการนำไอดีเข้าหรือจังหวะการดูดซึ่งจะเริ่มต้นเมื่อวาล์วไอดีเปิดและไปสิ้นสุดเมื่อวาล์วไอดีปิด ในทางปฏิบัติ เพื่อจะรักษาการไหลของสารผสมให้สูงไว้ที่อัตราเร็วรอบเครื่องยนต์สูงวาล์วไอดีจะเปิดก่อนจุดศูนย์ตายบน (Top Dead Center, TDC) และปิดหลังจุดศูนย์ตายล่าง (Bottom Dead Center, BDC) ในระหว่างการนำไอดีเข้านี้ ไอดี (สารผสมอากาศกับเชื้อเพลิง) ที่เข้าไปในระบบอวกาศจะผสมกับก๊าซที่เกิดจากการเผาไหม้ที่ค้างอยู่ในระบบอวกาศจากวัฏจักรการทำงานที่ผ่านมา

หลังจากวาล์วไอดีปิด ก๊าซที่อยู่ในระบบอวกาศจะถูกอัด ทำให้ความดันและอุณหภูมิเพิ่มขึ้นในขณะที่ปริมาตรลดลง ซึ่งเรียกว่า จังหวะการอัด การอัดเริ่มต้นเมื่อวาล์วไอดีปิดและไปสิ้นสุดเมื่อลูกสูบถึงจุดศูนย์ตายบน (TDC)

ก่อนที่ลูกสูบจะถึง TDC ระหว่าง 10 ถึง 40 องศาข้อเหวี่ยง หัวเทียนจะให้ประกายไฟออกมาเพื่อเริ่มต้นการเผาไหม้ ซึ่งจะเกิดเป็นเปลวไฟขึ้นแล้วเปลวไฟก็จะลามแพร่ออกไปในสารผสมของอากาศ เชื้อเพลิงและก๊าซที่ค้างอยู่ในระบบอวกาศ แล้วไปดับที่ผนังของห้องเผาไหม้ ช่วงการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นนี้จะขึ้นอยู่กับการออกแบบและการทำงานของเครื่องยนต์ แต่โดยทั่วไปจะอยู่ระหว่าง 40 ถึง 60 องศาข้อเหวี่ยง เมื่อสารผสมเชื้อเพลิงกับอากาศเผาไหม้ ความดันกระบอกสูบจะเพิ่มขึ้น (เส้นเต็มในรูปที่ 2-3) สูงกว่าระดับความดันที่เกิดขึ้นจากการอัดเพียงอย่างเดียว (เส้นประในรูปที่ 2-3) ซึ่งกราฟเส้นประนี้เป็นกราฟความดันกระบอกสูบที่เกิดจากการหมุน

เครื่องยนต์โดยไม่มีการเผาไหม้ (motored cycle) ส่วนกราฟเส้นเต็มที่เป็นกราฟความดันกระบอกสูบที่มีการเผาไหม้ (firing cycle) ในช่วงการเผาไหม้นั้น ในแต่ละกระบอกสูบและในแต่ละวัฏจักรการทำงานจะไม่เหมือนกันทีเดียวนัก (เส้นกราฟจะไม่ทับกัน) ทั้งนี้ เนื่องจากรูปแบบการไหลและส่วนประกอบของสารผสมระหว่างกระบอกสูบแต่ละกระบอก และในกระบอกสูบเดียวกันแต่คนละวัฏจักรการทำงานก็จะแตกต่างกัน ทำให้กระบวนการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นแต่ละครั้งไม่เหมือนกัน



IVO = Intake Valve Opens (วาล์วไอดีเปิด)

IVC = Intake Valve Closes (วาล์วไอดีปิด)

EVO = Exhaust Valve Opens (วาล์วไอเสียเปิด)

EVC = Exhaust Valve Closes (วาล์วไอเสียปิด)

รูปที่ 2-3 แสดงลำดับเหตุการณ์ในวัฏจักรการทำงานของเครื่องยนต์ SI [1]

นอกจากนี้มวลของเชื้อเพลิงกับอากาศภายในกระบอกสูบหนึ่งๆ จะมีจังหวะการจุดระเบิดหรือจังหวะที่หัวเทียนให้ประกายไฟออกมา (spark timing) ที่เหมาะสมที่สุดจังหวะหนึ่งซึ่งจะให้ทอร์กเบรกสูงสุดที่เรียกว่าค่าองศาจุดระเบิดต่ำสุดที่ได้ทอร์กเบรกสูงสุด (minimum advance for best torque, MBT) ถ้าจังหวะที่หัวเทียนให้ประกายไฟออกมาก่อน (advanced timing) หรือหลัง (retarded timing) จังหวะทอร์กเบรกสูงสุด กำลังของเครื่องยนต์ก็จะลดลง

จังหวะขยายตัวหรือจังหวะกำลังจะเริ่มเมื่อลูกสูบอยู่ที่ TDC และไปสิ้นสุดเมื่อลูกสูบอยู่ที่ BDC ในระหว่างจังหวะขยายตัว เมื่อลูกสูบเคลื่อนที่ไปประมาณสองในสามของระยะชัก วาล์วไอดี

เสียดึงจะเริ่มเปิด ที่ตำแหน่งนี้ความดันในกระบอกสูบจะสูงกว่าความดันในท่อร่วมไอเสีย ทำให้ไอเสียไหลออกจากกระบอกสูบ (blow down) จนกระทั่งความดันกระบอกสูบเท่ากับความดันในท่อร่วมไอเสีย หลังจากนั้นเมื่อลูกสูบถึง BDC ก็จะเคลื่อนที่กลับไปยัง TDC ดันไอเสียออกจากกระบอกสูบ

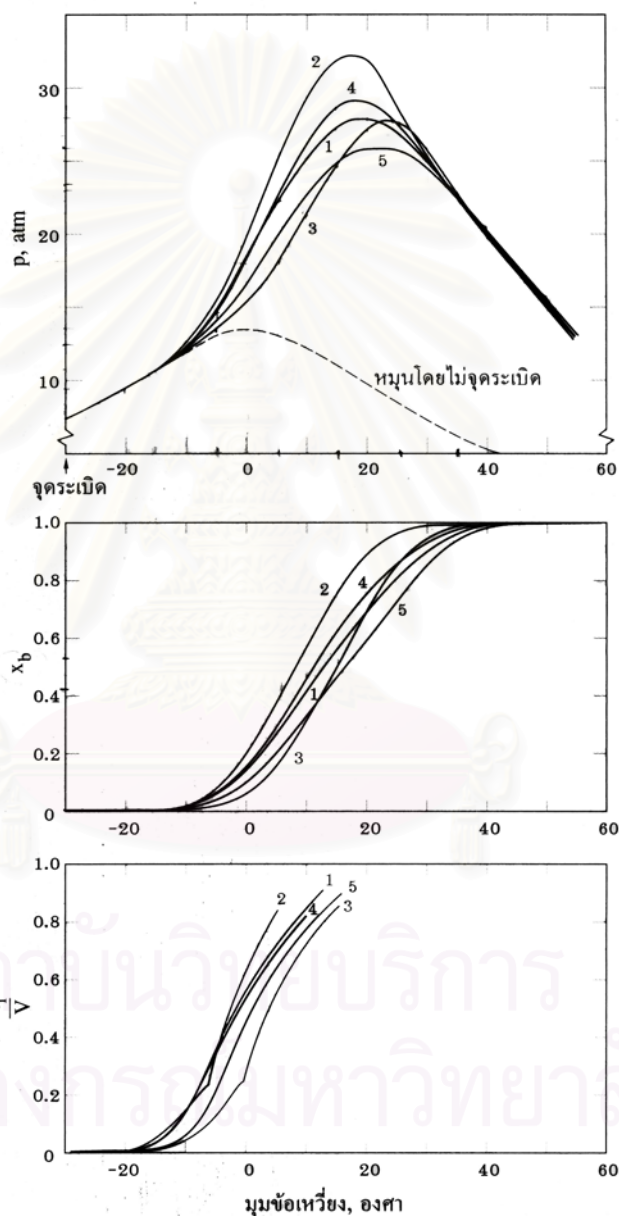
วาล์วไอเสียจะยังคงเปิดอยู่จนกระทั่งหลังลูกสูบผ่าน TDC ไปแล้วเล็กน้อย และวาล์วไอดีจะเปิดก่อนลูกสูบถึง TDC จึงทำให้มีองศาสิ้นซ้อนเหลื่อม (valve overlap. ช่วงเปิดเหลื่อมกันของวาล์วไอดีและไอเสีย) ซึ่งถ้าการไหลเข้าถูกหรือจนกระทั่งความดันต่ำกว่าความดันในท่อร่วมไอเสียก็จะทำให้ไอเสียไหลกลับ (backflow) เข้าไปในท่อร่วมไอดี หรือในทางตรงกันข้ามไอดีก็จะไหลผ่านวาล์วไอเสียออกไปได้

### 2.1.1 ลักษณะสำคัญของกระบวนการเผาไหม้

ลักษณะของกระบวนการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นแสดงได้ด้วยข้อมูลที่เก็บจากวัฏจักรการทำงาน ของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟหลายๆ วัฏจักรติดต่อกัน ข้อมูลเหล่านี้ ได้แก่ ความดันกระบอกสูบ เศษส่วนของมวลสารผสมที่เผาไหม้ไปแล้ว (หาจากข้อมูลความดันกระบอกสูบ) และเศษส่วนของปริมาตรของกระบอกสูบที่เปลวไฟผ่านไปแล้วที่มุมข้อเหวี่ยงต่างๆ ในช่วงของการเผาไหม้ ตามตัวอย่างที่แสดงในรูปที่ 2-4 จากกราฟความดันที่มุมข้อเหวี่ยงต่างๆ ในช่วงการเผาไหม้ จะพบว่าเมื่อหัวเทียนให้ประกายไฟออกมาแล้ว จะมีเวลาช่วงหนึ่งซึ่งพลังงานที่ปล่อยออกมาจากเปลวไฟที่กำลังขยายตัวขึ้นนั้นน้อยเกินกว่าที่จะทำให้ความดันกระบอกสูบที่เพิ่มขึ้นจากผลของการเผาไหม้นั้นปรากฏอย่างชัดเจน แต่เมื่อเปลวไฟขยายตัวพอสมควรแล้วและแพร่กระจายไปในห้องเผาไหม้ ความดันในห้องเผาไหม้ก็จะเพิ่มสูงกว่ากรณีที่ไม่มีการจุดระเบิด (เส้นที่แยกจากเส้นที่หมุนโดยไม่จุดระเบิด) โดยความดันจะมีค่าสูงสุดหลัง TDC และก่อนที่สารผสมในกระบอกสูบจะเผาไหม้หมด จากนั้นความดันก๊าซจะลดลงเมื่อปริมาตรกระบอกสูบเพิ่มขึ้นในช่วงจังหวะขยายตัวที่เหลือ การเกิดและขยายตัวแล้วแพร่กระจายของเปลวไฟจะแปรผันไปในแต่ละวัฏจักร ซึ่งจะได้จากรูปร่างของเส้นกราฟความดัน เศษส่วนมวลที่เผาไหม้แล้ว และเศษส่วนปริมาตรที่เปลวไฟผ่านไปแล้วที่มุมข้อเหวี่ยงต่างๆ ของแต่ละวัฏจักรจะแตกต่างกันค่อนข้างมาก ทั้งนี้เนื่องจากการขยายตัวของเปลวไฟขึ้นอยู่กับการเคลื่อนที่และส่วนประกอบของสารผสมที่ตำแหน่งนั้นๆ ซึ่งค่าเหล่านี้จะแปรผันไปในแต่ละวัฏจักรที่ต่อเนื่องกันในสูบใดสูบหนึ่ง และอาจจะแปรผันระหว่างสูบต่อสูบด้วย กราฟเศษส่วนปริมาตรที่เปลวไฟผ่านไปแล้วจะเพิ่มขึ้นชันกว่ากราฟเศษส่วนมวลที่เผาไหม้แล้ว ทั้งนี้ส่วนใหญ่เนื่องมาจากความหนาแน่นของสารผสมที่ยังไม่เผาไหม้ด้านหน้าของเปลวไฟจะมีค่าประมาณ 4 เท่าของความหนาแน่นของก๊าซที่เผาไหม้แล้วหลังเปลวไฟ นอกจากนี้ยังมีสารผสมที่ยังไม่เผาไหม้เหลืออยู่หลังเปลวไฟด้วยซึ่งเมื่อเปลวไฟผ่านห้องเผาไหม้ทั้งหมดแล้วยังคงมี

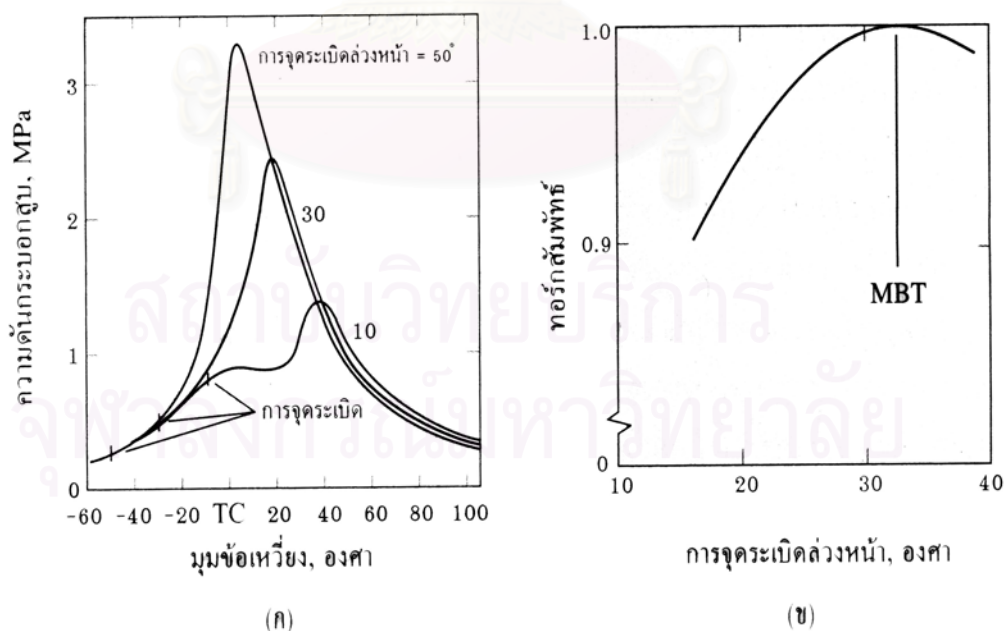


มวลอีกถึงร้อยละ 25 (โดยประมาณ) ที่จะต้องถูกเผาไหม้ การเผาไหม้จะต้องเกิดขึ้นในช่วงที่เหมาะสมเมื่อเทียบกับ TDC เพื่อให้ได้กำลังหรือทอร์กสูงสุด ซึ่งช่วงของการขยายตัวและการแพร่กระจายของเปลวไฟโดยทั่วไปจะอยู่ระหว่าง 30 ถึง 90 องศาหมุนข้อเหวี่ยงการเผาไหม้จึงเริ่มก่อนจุดสิ้นสุดของจังหวะอัดและต่อเนื่องไปในช่วงแรกของจังหวะขยายตัวซึ่งจะไปสิ้นสุดหลังจุดที่ความดันกระบอกสูบสูงสุดเกิดขึ้นในวัฏจักร



รูปที่ 2-4 แสดงความดันกระบอกสูบ(p) เศษส่วนมวลที่เผาไหม้แล้ว( $x_b$ ) และเศษส่วนปริมาตรที่เปลวไฟผ่านไปแล้ว ( $V_f/V$ ) ที่มุมข้อเหวี่ยงต่างๆ ในช่วงการเผาไหม้ของวัฏจักรการทำงานต่อเนื่องกัน 5 วัฏจักร ใช้เครื่องยนต์ SI จุดระเบิดที่  $30^\circ$  BTC เมื่อเปิดลิ้นเร่งเต็ม, อัตราเร็วเครื่องยนต์ 1044 รอบต่อนาที,  $\phi=0.98$  [1]

รูปที่ 2-5 (ก) แสดงกราฟระหว่างความดันกระบอกสูบกับมุมข้อเหวี่ยงของจังหวะการจุดระเบิดต่างๆ เมื่อเทียบกับ TDC ซึ่งจะเห็นว่าถ้าการเริ่มต้นของกระบวนการเผาไหม้เกิดขึ้นก่อน TDC มากเกินไป งานของจังหวะอัด (ซึ่งเป็นงานที่ถูกสูบกระทำต่อแก๊ส) จะเพิ่มขึ้น แต่ถ้าการสิ้นสุดของกระบวนการเผาไหม้เน้นช้าออกไปโดยการจุดระเบิดล่าช้า ความดันกระบอกสูบสูงสุดจะเกิดช้าออกไปในจังหวะขยายตัวด้วย เป็นผลให้ค่าความดันสูงสุดลดลง การเปลี่ยนแปลงนี้จะไปลดงานของจังหวะขยายตัว (ซึ่งเป็นงานที่แก๊สกระทำต่อลูกสูบ) ลง ดังนั้นค่าองศาการจุดระเบิดที่เหมาะสมที่สุดก็คือ องศาที่ให้ทอร์กเบรคสูงสุดที่เรียกว่า **ค่าองศาจุดระเบิดที่ให้ทอร์กเบรคสูงสุด** (MBT timing, minimum advance for best torque timing) ซึ่งจะเกิดขึ้นเมื่องานของจังหวะอัดที่เพิ่มขึ้นและงานของจังหวะขยายตัวที่ลดลงหักล้างกันพอดี องศาจุดระเบิดที่เกิดขึ้นเร็วหรือช้ากว่าองศาที่เหมาะสมที่สุดนี้จะให้ทอร์กต่ำลง ซึ่งองศาการจุดระเบิดที่เหมาะสมที่สุดจะขึ้นอยู่กับปัจจัยหลายประการ อาทิ อัตราการขยายตัวและการแพร่กระจายของเปลวไฟ ระยะทางเดินของเปลวไฟที่จะต้องผ่านไปในห้องเผาไหม้ และลักษณะของกระบวนการสิ้นสุดของเปลวไฟ หลังจากที่เปลวไฟไปถึงผนังห้องเผาไหม้ โดยปัจจัยเหล่านี้จะขึ้นอยู่กับารออกแบบเครื่องยนต์สภาวะการทำงาน และสมบัติของสารผสมเชื้อเพลิงกับอากาศ และก๊าซคงค้างที่เผาไหม้แล้ว รูปที่ 2-5 (ข) แสดงถึงผลของการเปลี่ยนแปลงขององศาการจุดระเบิดที่มีต่อทอร์กเบรคของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ

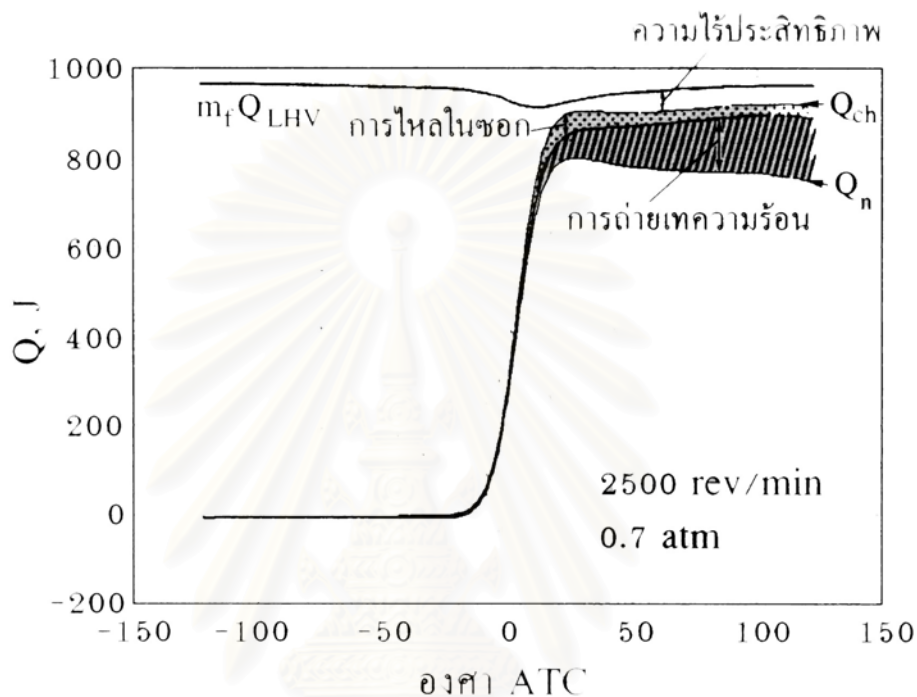


รูปที่ 2-5 (ก) ผลขององศาการจุดระเบิดที่มีต่อความดันภายในกระบอกสูบ

(ข) แสดงถึงผลของการเปลี่ยนแปลงขององศาการจุดระเบิดที่มีต่อทอร์กเบรคของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ [1]

## 2.1.2 การกำหนดลักษณะของกระบวนการเผาไหม้

กราฟของเศษส่วนมวลที่เผาไหม้แล้วกับมุมข้อเหวี่ยงในแต่ละวัฏจักรตามที่ได้แสดงไว้ในรูปที่ 2-4 และกราฟของพลังงานเคมีหรือความร้อนรวมที่ถูกปล่อยออกมากับมุมข้อเหวี่ยงดังแสดงไว้ในรูปที่ 2-6 จะมีลักษณะเป็นรูปตัว S



รูปที่ 2-6 แสดงผลการวิเคราะห์ความร้อนที่ปล่อยออกมาอันแสดงถึงผลของการถ่ายเทความร้อน ผลของซอก และความไร้ประสิทธิภาพของการเผาไหม้ [1]

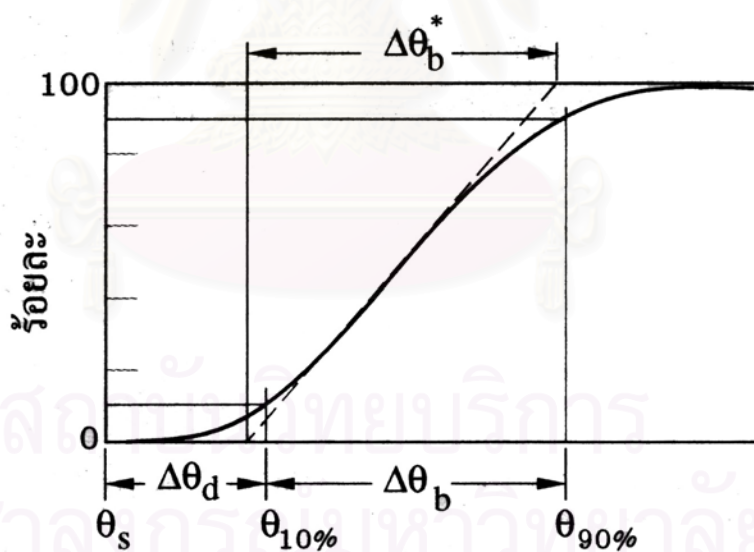
อัตราที่สารผสมเชื้อเพลิงกับอากาศเผาไหม้เริ่มจากค่าต่ำทันทีหลังหัวเทียนให้ประกายไฟออกมาและเพิ่มขึ้นจนมีค่าสูงสุดประมาณครึ่งทางของกระบวนการเผาไหม้แล้วลดลงเข้าใกล้ศูนย์เมื่อกระบวนการเผาไหม้สิ้นสุดลง จึงนิยมใช้กราฟทั้งสองดังกล่าวในการกำหนดลักษณะของช่วงต่างๆ ของกระบวนการเผาไหม้ในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟเป็นช่วงๆ เริ่มจากช่วงกระบวนการขยายตัวของเปลวไฟซึ่งเริ่มจากหัวเทียนให้ประกายไฟออกมาที่เป็นการเริ่มต้นของกระบวนการเผาไหม้จนถึงจุดที่ส่วนของมวลที่ถูกเผาไหม้แล้วมากพอที่จะวัดได้ โดยปัจจัยที่มีผลต่อการเผาไหม้ในช่วงแรกนี้ก็คือ สภาวะของสารผสม ส่วนประกอบของสารผสม และการเคลื่อนที่ของสารผสมในบริเวณของหัวเทียน ช่วงต่อมาก็คือช่วงซึ่งสารผสมส่วนใหญ่เผาไหม้โดยเปลวไฟแพร่กระจายเข้าสู่ผนังของห้องเผาไหม้ โดยปัจจัยที่มีผลต่อการเผาไหม้ในระยะที่สองนี้ก็คือสภาวะทั่วห้องเผาไหม้ และช่วงสุดท้ายก็คือช่วงซึ่งส่วนที่เหลือของสารผสมเผาไหม้จนหมด

ช่วงการเผาไหม้แต่ละระยะจึงถูกกำหนดโดยอ้างอิงกับมุมข้อเหวี่ยงที่เกิดปรากฏการณ์นั้นๆ ดังนี้

1) มุมการขยายตัวของเปลวไฟ (flame-development angle,  $\Delta\theta_d$ ) เป็นช่วงมุมข้อเหวี่ยงระหว่างหัวเทียนให้ประกายไฟออกมากับเวลาเมื่อส่วนของมวลในระบบถูกเผาไหม้ไปหรือพลังงานเคมีของเชื้อเพลิงถูกปล่อยออกมาปริมาณมากพอที่จะวัดได้ โดยทั่วไปจะใช้ค่า 10% ของมวลที่ถูกเผาไหม้แล้วหรือของพลังงานเคมีของเชื้อเพลิงที่ถูกปล่อยออกมา

2) มุมการเผาไหม้อย่างรวดเร็ว (rapid-burning angle,  $\Delta\theta_b$ ) เป็นช่วงมุมข้อเหวี่ยงที่สารผสมส่วนใหญ่ถูกเผาไหม้ ซึ่งก็คือช่วงระหว่างจุดสิ้นสุดของระยะการขยายตัวของเปลวไฟ (ตามปกติคือเมื่อเศษส่วนมวลที่เผาไหม้แล้วหรือส่วนของพลังงานที่ปล่อยออกมาเท่ากับ 10%) กับจุดสิ้นสุดของกระบวนการแพร่กระจายของเปลวไฟ (ตามปกติคือเมื่อเศษส่วนมวลที่เผาไหม้แล้วหรือส่วนของพลังงานที่ปล่อยออกมาเท่ากับ 90%)

3) มุมการเผาไหม้รวม (overall burning angle,  $\Delta\theta_0$ ) เป็นช่วงมุมข้อเหวี่ยงรวมของกระบวนการเผาไหม้ทั้งหมด ซึ่งเท่ากับผลบวกของ  $\Delta\theta_d$  กับ  $\Delta\theta_b$



รูปที่ 2-7 แสดงนิยามของมุมการขยายตัวของเปลวไฟ( $\Delta\theta_d$ ) และมุมการเผาไหม้อย่างรวดเร็ว ( $\Delta\theta_b$ ) บนกราฟระหว่างเศษส่วนมวลที่เผาไหม้แล้วกับมุมข้อเหวี่ยง [1]

รูปที่ 2-7 แสดงนิยามของมุมการขยายตัวของเปลวไฟ ( $\Delta\theta_d$ ) และมุมการเผาไหม้อย่างรวดเร็วบนกราฟระหว่างเศษส่วนมวลที่เผาไหม้แล้วกับมุมข้อเหวี่ยง หรือบนกราฟระหว่างส่วนของ

พลังงานเคมีของเชื้อเพลิงที่ถูกปล่อยออกมากับมุมข้อเหวี่ยง ซึ่งได้ความสัมพันธ์ของเศษส่วนมวลที่เผาไหม้แล้วกับมุมข้อเหวี่ยงต่างๆ เป็น

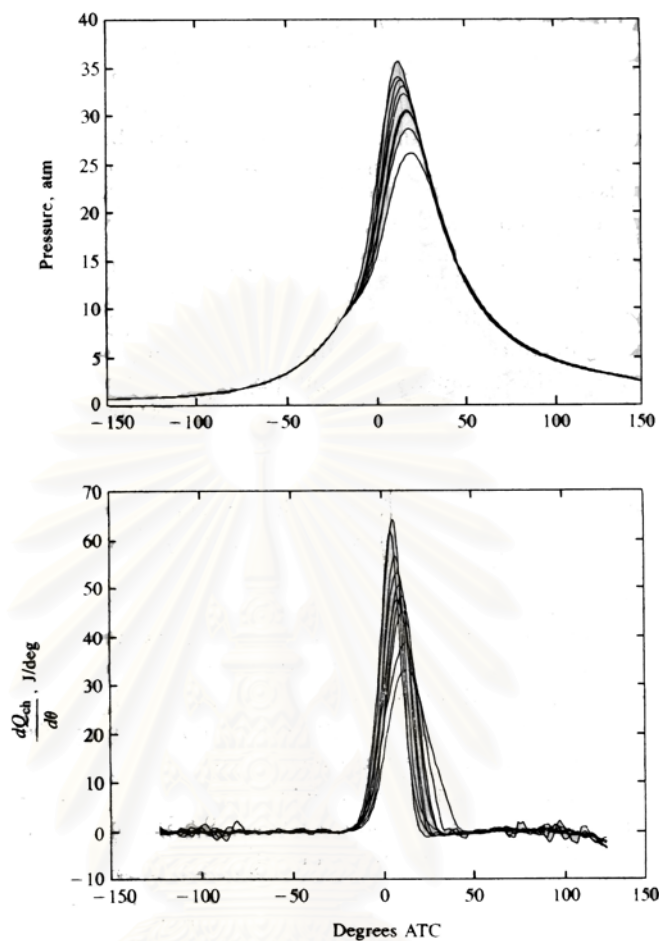
$$X_b = 1 - \exp \left[ -a \left( \frac{\theta - \theta_0}{\Delta\theta} \right)^{m+1} \right]$$

โดย  $\theta$  เป็นมุมข้อเหวี่ยง (ที่จะหา  $x_b$ ),  $\theta_0$  เป็นมุมข้อเหวี่ยงที่จุดเริ่มต้นของการเผาไหม้,  $\Delta\theta$  เป็นช่วงของการเผาไหม้ทั้งหมด (จาก  $x_b = 0$  ถึง  $x_b = 1$ ),  $a$  และ  $m$  เป็นพารามิเตอร์ที่ปรับได้ สำหรับกราฟของเศษส่วนมวลที่เผาไหม้แล้วจริงจะสอดคล้องกับ  $a = 5$  และ  $m = 2$

### 2.1.3 การแปรผันของการเผาไหม้ระหว่างวัฏจักรต่อวัฏจักร การเผาไหม้เพียงบางส่วน และการไม่จุดระเบิด

กราฟระหว่างความดันกระบอกสูบกับมุมข้อเหวี่ยงในช่วงการเผาไหม้ของเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟของวัฏจักรการทำงานหลายวัฏจักรต่อเนื่องกันแสดงให้เห็นถึงความแตกต่างกันระหว่างแต่ละวัฏจักร และเนื่องจากความดันที่เกิดขึ้นจะมีความสัมพันธ์กับกระบวนการเผาไหม้โดยตรง ดังนั้นจึงมีการแปรผันของการเผาไหม้ระหว่างแต่ละวัฏจักรอย่างชัดเจน นอกจากการแปรผันระหว่างวัฏจักรต่อวัฏจักรในแต่ละสูบแล้ว ยังมีความแตกต่างในกระบวนการเผาไหม้และความดันที่เกิดขึ้นระหว่างสูบต่อสูบในเครื่องยนต์หลายสูบอีกด้วย

การแปรผันระหว่างวัฏจักรต่อวัฏจักรของกระบวนการเผาไหม้นั้นมีความสำคัญด้วยเหตุผล 2 ประการ คือ ประการแรก เนื่องจากจังหวะการจุดระเบิดที่เหมาะสมถูกตั้งไว้สำหรับวัฏจักรโดยเฉลี่ย ทำให้วัฏจักรที่มีการเผาไหม้รวดเร็วกว่าวัฏจักรโดยเฉลี่ยมีจังหวะการจุดระเบิดที่ล่วงหน้ามากเกินไป และวัฏจักรที่มีการเผาไหม้ช้ากว่าวัฏจักรโดยเฉลี่ยก็จะมีจังหวะการจุดระเบิดที่ล่าช้าเกินไป เป็นผลให้มีการสูญเสียกำลังและประสิทธิภาพ ประการที่สอง การเปลี่ยนแปลงในแต่ละวัฏจักรที่มากที่สุดจะกำหนดขีดจำกัดการทำงานของเครื่องยนต์ โดยวัฏจักรที่มีการเผาไหม้เร็วที่สุดซึ่งจะมีจังหวะการจุดระเบิดล่วงหน้ามากเกินไปก็จะน็อกได้ง่ายที่สุด ดังนั้นวัฏจักรที่มีการเผาไหม้เร็วที่สุดนี้ก็จะเป็นตัวกำหนดความต้องการเลขออกเทนของเชื้อเพลิงและเป็นตัวจำกัดอัตราส่วนการอัด และวัฏจักรที่มีการเผาไหม้ช้าที่สุดซึ่งจะมีจังหวะการจุดระเบิดล่าช้าเมื่อเทียบกับจังหวะที่เหมาะสมที่สุดก็จะเกิดการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์ได้ง่ายที่สุด ดังนั้นวัฏจักรที่มีการเผาไหม้ช้าที่สุดนี้ก็จะเป็นตัวกำหนดขีดจำกัดของส่วนผสมที่บางในการทำงานหรือเป็นตัวกำหนดขีดจำกัดของปริมาณไอเสียที่นำกลับมาใช้อีกที่เครื่องยนต์สามารถทนได้



รูปที่ 2-8 แสดงความดันและอัตราการปล่อยความร้อนสุทธิสำหรับ 10 วัฏจักรในเครื่องยนต์ SI ทำงานที่ 1500 รอบต่อนาที,  $\phi=1.0$ , MBT timing  $25^{\circ}\text{BTC}$  [1]

รูปที่ (2-8) แสดงการแปรผันระหว่างวัฏจักรต่อวัฏจักร ในรูปแบบกราฟความดันและการปล่อยความร้อนต่อองศาข้อเหวี่ยง โดยวัฏจักรที่มีการเผาไหม้เร็วกว่าจะมีค่าความดันสูงสุดสูงกว่าวัฏจักรที่มีการเผาไหม้ช้ากว่า ในส่วนของอัตราการปล่อยความร้อน(heat-release rate) และช่วงการปล่อยความร้อนจะแปรผันตามปัจจัยของวัฏจักรที่มีการเผาไหม้ช้าที่สุดถึงวัฏจักรที่มีการเผาไหม้เร็วที่สุด

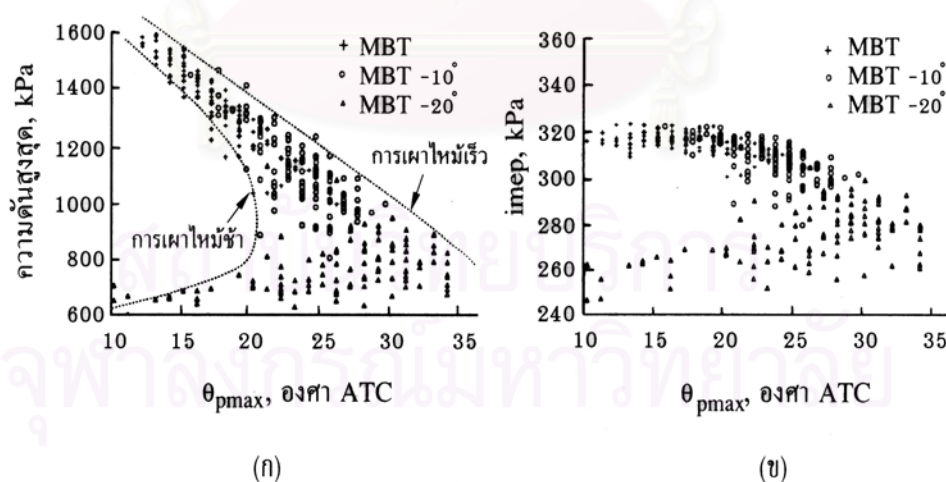
เมื่อสารผสมบางลงด้วยอากาศส่วนเกินหรือบางลงเพราะถูกเจือจางด้วยก๊าซที่เผาไหม้แล้วจากก๊าซที่ค้างอยู่หรือจากไอเสียที่นำกลับมาใช้อีก ความแปรผันในการเผาไหม้ระหว่างวัฏจักรต่อวัฏจักรก็จะเพิ่มมากขึ้น ในที่สุดบางวัฏจักรก็จะมี การเผาไหม้ที่ช้าเกินไปจนไม่สามารถเผาไหม้ได้หมดในเวลาที่ว่าลวไอเสียเปิดซึ่งก็จะถือว่าการเผาไหม้เพียงบางส่วน (partial burning)

และเมื่อสารผสมบางลงอีกหรือเจือจางมากขึ้นอีกก็จะถึงจุดที่สารผสมไม่สามารถจุดระเบิดได้ที่ เรียกว่าการไม่จุดระเบิด (misfire) โดยเครื่องยนต์ยังคงสามารถทำงานต่อไปได้ถ้าวัฏจักรที่มีการเผาไหม้เพียงบางส่วนหรือไม่มีการจุดระเบิดมีจำนวนไม่มากนัก แต่ก็จะทำให้ประสิทธิภาพลดลง มีไฮโดรคาร์บอนที่ยังไม่เผาไหม้ในปริมาณสูง ทอร์คที่ได้จากเครื่องยนต์มีค่าไม่คงที่และเครื่องยนต์เดินไม่ราบเรียบ

พารามิเตอร์ที่ใช้วัดการแปรผันของการเผาไหม้ระหว่างวัฏจักรต่อวัฏจักรมีหลายตัว สำหรับพารามิเตอร์ที่นิยมใช้กัน ได้แก่ ความดันกระบอกสูบสูงสุด ( $p_{max}$ ) มุมข้อเหวี่ยงที่ความดันกระบอกสูบสูงสุด ( $\theta_{pmax}$ ) และความดันยังผลเฉลี่ยบังชี้ (imep) ซึ่งเป็นพารามิเตอร์ที่เกี่ยวกับความดัน นอกจากนี้ยังมีพารามิเตอร์ที่เกี่ยวกับอัตราการเผาไหม้และพารามิเตอร์ที่เกี่ยวกับตำแหน่งของเปลวไฟด้านหน้าด้วย การวัดการแปรผันระหว่างวัฏจักรต่อวัฏจักรที่สำคัญอีกประการหนึ่งซึ่งคิดจากข้อมูลความดัน ก็คือ สัมประสิทธิ์การแปรผันของความดันยังผลเฉลี่ยบังชี้ (coefficient of variation in indicated mean effective pressure,  $COV_{imep}$ ) ซึ่งเขียนเป็นสมการได้ คือ

$$COV_{imep} = \frac{\sigma_{imep}}{imep} \times 100$$

โดย  $\sigma_{imep}$  เป็นค่าเบี่ยงเบนมาตรฐานของค่า imep



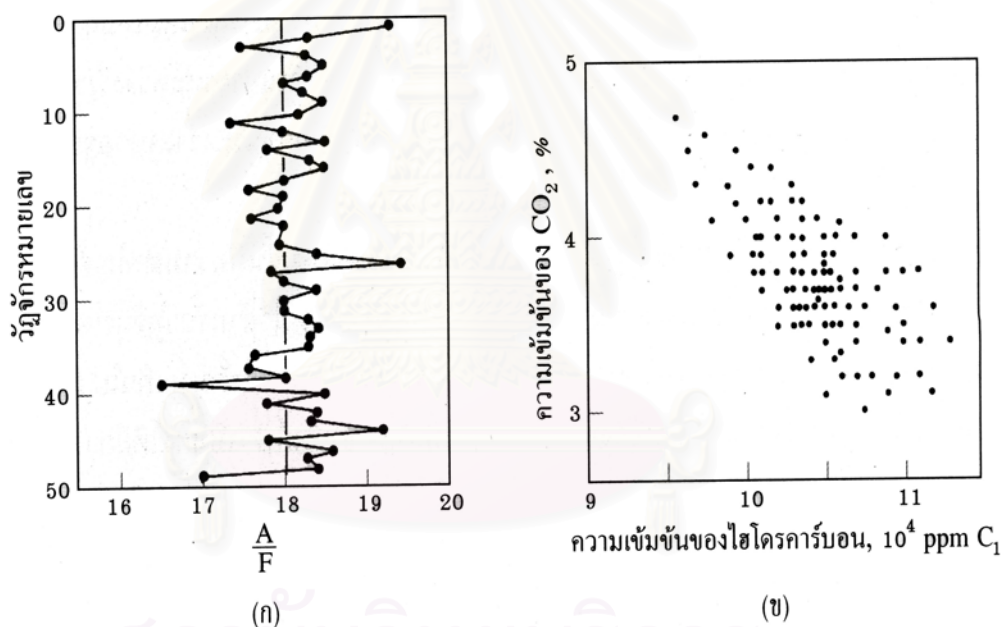
รูปที่ 2-9 (ก) ความดันสูงสุดของแต่ละวัฏจักรกับมุมข้อเหวี่ยงที่  $p_{max}$

(ข) ความดันยังผลเฉลี่ยบังชี้ของแต่ละวัฏจักรกับ  $\theta_{pmax}$

รูปที่(2-9)แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง  $p_{max}$ ,  $\theta_{pmax}$  และ imep ใน 120 วัฏจักรของสูบหนึ่งของเครื่องยนต์ที่ทำงานภายใต้สภาวะคงตัวและมีจังหวะการจุดระเบิดที่ต่างกัน 3 ค่า

2.1.3.1 สาเหตุการแปรผันของการเผาไหม้ระหว่างวัฏจักรต่อวัฏจักร สาเหตุของการแปรผันนั้นเกิดมาจากปัจจัย 3 ประการ

- 1 การแปรผันระหว่างวัฏจักรต่อวัฏจักรในการเคลื่อนที่ของสารผสมภายในกระบอกสูบ เมื่อเวลาที่หัวเทียนให้ประกายไฟ
- 2 การแปรผันของปริมาณอากาศ เชื้อเพลิงและก๊าซไอเสียที่นำกลับมาใหม่ที่ป้อนเข้าไปในกระบอกสูบในแต่ละวัฏจักร
- 3 การแปรผันในการผสมของไอดี (อากาศกับเชื้อเพลิง)ภายในกระบอกสูบในแต่ละวัฏจักร และก๊าซที่ค้างอยู่ภายในกระบอกสูบ ก๊าซไอเสียที่นำกลับมา โดยเฉพาะที่บริเวณหัวเทียน



รูปที่ 2-10 แสดง (ก) อัตราส่วนระหว่างอากาศต่อเชื้อเพลิงในวัฏจักร 50 วัฏจักรต่อเนื่องกันที่บริเวณหัวเทียน วัดหลังการจุดระเบิดทันที เครื่องยนต์ทำงานที่ 1400 รอบต่อนาที, จังหวะการจุดระเบิดที่ MBT และ imep = 314 kPa (ข) ความเข้มข้นของ  $\text{CO}_2$  และไฮโดรคาร์บอนในตัวอย่งแก๊สของแต่ละวัฏจักรจากบริเวณหัวเทียนก่อนการจุดระเบิดพอดี เครื่องยนต์ทำงานที่ 1200 รอบต่อนาที,  $\phi=0.98$  และใช้น้ำมันเบนซินเป็นเชื้อเพลิง [1]

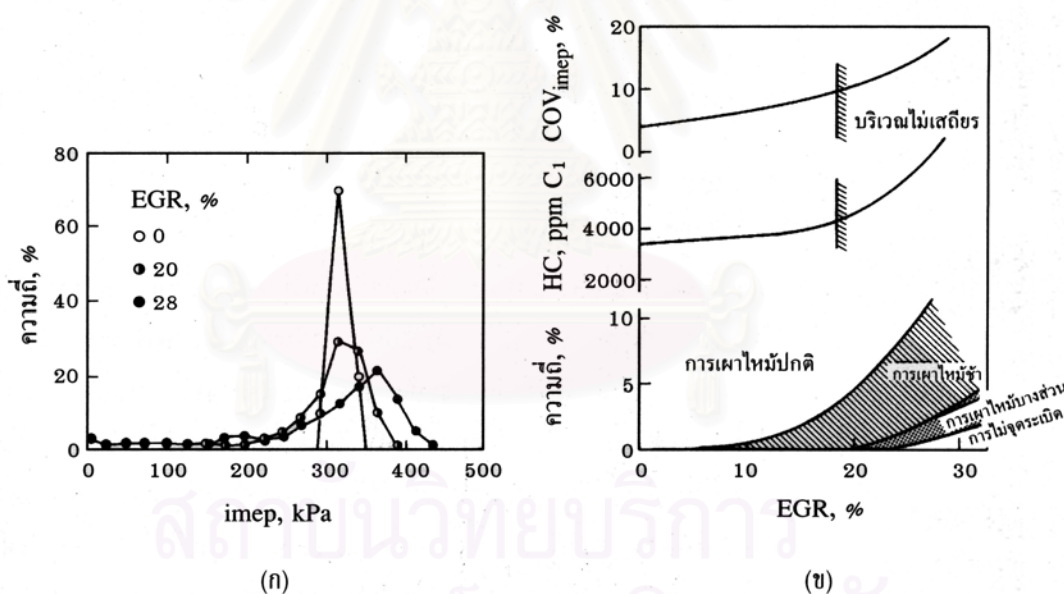
รูปที่(2-10) แสดงการแปรผันของอัตราส่วนระหว่างอากาศต่อเชื้อเพลิงในวัฏจักร 50 วัฏจักรต่อเนื่องกันที่บริเวณหัวเทียน วัดค่าหลังการจุดระเบิดทันที และความเข้มข้นของ



คาร์บอนไดออกไซด์ และไฮโดรคาร์บอนในตัวอย่างก๊าซจากบริเวณหัวเทียนก่อนการจุดระเบิด พอดีของแต่ละวัฏจักร จากภาพจะเห็นถึงความแตกต่างของอัตราส่วนระหว่างอากาศต่อเชื้อเพลิง และการผสมของไอคิกกับก๊าซที่ค้างอยู่ในกระบอกสูบได้อย่างชัดเจน

### 2.1.3.2 ผลกระทบของการแปรผันของการเผาไหม้ระหว่างวัฏจักรต่อวัฏจักร

ผลกระทบของการแปรผันในการเผาไหม้ที่เพิ่มขึ้นที่มีต่อความเสถียรในการทำงานของ เครื่องยนต์อันเป็นผลมาจากการเพิ่มของไอเสียที่นำกลับมาใช้อีก (EGR) ได้แสดงไว้ในรูปที่ (2-11) โดยรูปที่ (2-11) (ก) แสดงการกระจายของความดันยังผลเฉลี่ยบ่งชี้ของแต่ละวัฏจักร ที่ปริมาณไอเสียที่นำกลับมาใช้อีกเท่ากับ 0%, 20% และ 28% ซึ่งแสดงให้เห็นว่าเมื่อไม่มี EGR การกระจายของ imep จะแคบ และเมื่อเพิ่ม EGR การกระจายจะกว้างโดยมีวัฏจักรที่มี imep ต่ำหรือมีค่าเท่ากับศูนย์ด้วย รูปที่(2-11)(ข) แสดงสัมประสิทธิ์การแปรผันของความดันยังผลเฉลี่ยบ่งชี้และความเข้มข้นของไฮโดรคาร์บอนที่ยังไม่เผาไหม้ในไอเสียที่เพิ่มขึ้น เมื่อ EGR เพิ่มขึ้น รวมทั้งการเกิดวัฏจักรการเผาไหม้ปกติ วัฏจักรการเผาไหม้บางส่วน และวัฏจักรที่ไม่มีการจุดระเบิด กับอัตรา EGR ในรูปร้อยละของความถี่



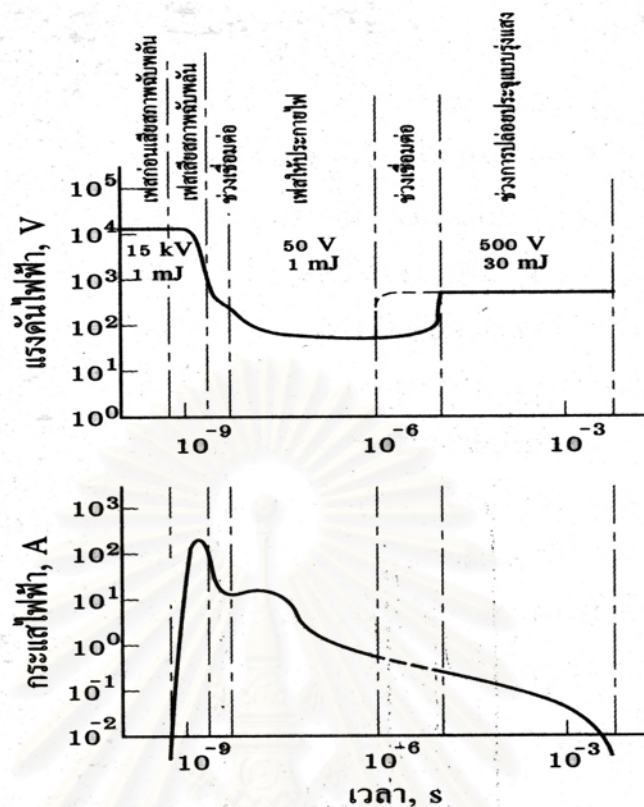
รูปที่ 2-11 แสดง (ก) การกระจายความถี่ของความดันยังผลเฉลี่ยบ่งชี้ที่ปริมาณ EGR ต่างๆ คือ 0% ให้ความเสถียรในการทำงานดีเยี่ยม 20% ให้ความเสถียรในการทำงานพอใช้ และ 28% ให้ความเสถียรในการทำงานไม่ดี (ข) สัมประสิทธิ์การแปรผันของความดันยังผลเฉลี่ยบ่งชี้ ความเข้มข้นของไฮโดรคาร์บอนที่ยังไม่เผาไหม้ในไอเสีย และร้อยละของ วัฏจักรการเผาไหม้ปกติ, ซ้ำ, บางส่วน และไม่มีการจุดระเบิด กับอัตรา EGR เมื่อ เครื่องยนต์ทำงานที่ 1400 รอบต่อนาที [1]

## 2.1.4 การจุดระเบิดด้วยประกายไฟ

### หลักการของการจุดระเบิด

ประกายไฟจากขั้วไฟฟ้าหนึ่งไปยังอีกขั้วหนึ่งนั้นจะเกิดขึ้นได้ก็ต่อเมื่อมีความต่างศักย์ไฟฟ้าระหว่างทั้งสองขั้วมากเพียงพอ ในการทำให้เกิดประกายไฟโดยทั่วไปนั้น ความต่างศักย์ไฟฟ้าระหว่างช่องว่างของขั้วหัวเทียน (electrode gap) ถูกทำให้เพิ่มขึ้นจนกระทั่งถึงจุดที่ความต่างศักย์เสียสภาพฉับพลัน (breakdown voltage) ไอออน (ของสารผสมที่อยู่ระหว่างหัวเทียน) ที่เกิดขึ้นก็จะแพร่กระจายจากขั้วหนึ่งไปยังอีกขั้วหนึ่ง ทำให้ความต้านทานของช่องว่างลดลงอย่างมากและกระแสไฟฟ้าผ่านช่องว่างก็จะเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว ซึ่งระยะนี้เรียกว่า **เฟสเสียสภาพฉับพลัน (breakdown phase)** แล้วก็จะตามด้วย **เฟสให้ประกายไฟ (arc phase)** ที่เฟสให้ประกายไฟนี้พลาสมาทรงกระบอกบางๆ จะขยายตัวและสารผสมที่ติดไฟได้ก็จะเกิดปฏิกิริยาเคมีที่ให้ความร้อนออกมาและนำไปสู่การขยายตัวของเปลวไฟ ซึ่งอาจมีเฟสปล่อยประจุแบบรุ่งแสง (glow discharge phase) ตามมา ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับรายละเอียดของระบบจุดระเบิด รูปที่(2-12) แสดงการแปรผันของแรงดันและกระแสไฟฟ้ากับเวลาของระบบจุดระเบิดแบบที่ใช้คอยล์ทั่วไป จะเห็นว่าในเฟสเสียสภาพฉับพลันนั้นแรงดันไฟฟ้าจะสูง (ประมาณ 10 kV) กระแสไฟฟ้าจะสูง (ประมาณ 200 A) และกินเวลายาวนาน (ประมาณ 10 ns) ทำให้อุณหภูมิเพิ่มขึ้นถึง 60,000 K และความเพิ่มขึ้นหลายร้อยเท่าของความดันบรรยากาศ หลังจากนั้นก็จะเห็นเฟสให้ประกายไฟและเฟสปล่อยประจุแบบรุ่งแสงที่ทำให้เกิดทางนำไฟฟ้าระหว่างขั้วหรือขั้วหัวเทียน โดยแรงดันไฟฟ้าในเฟสให้ประกายไฟจะต่ำ (ต่ำกว่า 100 V) พลังงานที่จำเป็นสำหรับการจุดระเบิดสารผสมพอดิที่ไม่มีสารเคลื่อนที่ในสภาวะการทำงานของเครื่องยนต์ตามปกติจะมีค่าประมาณ 0.2 mJ แต่สำหรับสารผสมที่บางหรือหนาและมีการไหลของสารผสมผ่านขั้วหัวเทียน พลังงานที่จำเป็นอาจมีค่าถึง 3 mJ ระบบจุดระเบิดที่ให้กันทั่วไปจะให้พลังงานไฟฟ้า 30 mJ ถึง 50 mJ แต่มีเพียงบางส่วนเท่านั้นที่จะถูกถ่ายทอดไปยังสารผสม ทั้งนี้เพราะมีการสูญเสียพลังงานเนื่องจากการถ่ายเทความร้อนเกิดขึ้นพอสมควร

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 2-12 แสดงกราฟแสดงการแปรผันของแรงดันและกระแสไฟฟ้ากับเวลา  
ของระบบจุดระเบิดแบบที่ใช้คอยล์ทั่วไป [1]

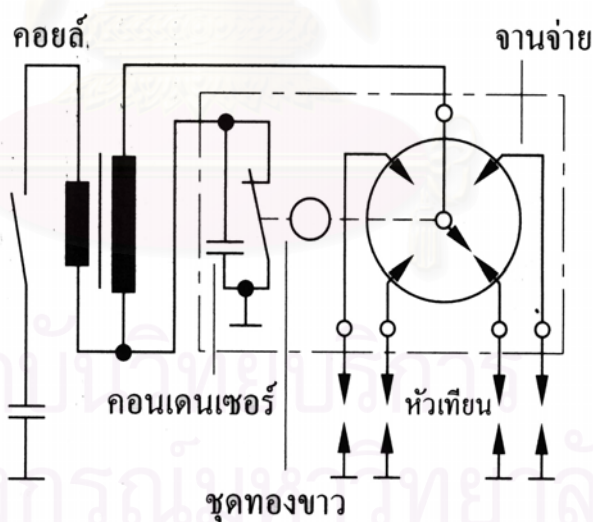
### ระบบการจุดระเบิดที่ใช้กันทั่วไป

ระบบจุดระเบิดจะต้องให้แรงดันไฟฟ้าระหว่างขั้วหัวเทียนไฟเพียงพอที่จะทำให้เกิดประกายไฟและให้พลังงานพอเพียงที่จะจุดระเบิดสารผสมที่อยู่ติดกับขั้วหัวเทียนภายใต้สภาวะการทำงานของเครื่องยนต์ทุกสภาวะ รวมทั้งจะต้องให้ประกายไฟนี้ในเวลาที่เหมาะสมในระหว่างจังหวะอัดด้วย ซึ่งตามปกติแล้วจังหวะการจุดระเบิดจะถูกตั้งไว้เพื่อให้ได้ทอร์คเบรกสูงสุดสำหรับสภาวะการทำงานหนึ่งๆ แต่อย่างไรก็ตาม ค่าทอร์คสูงสุดนี้อาจถูกจำกัดไว้ด้วยการควบคุมมลพิษหรือความจำเป็นในการควบคุมการน็อก สำหรับเครื่องยนต์หนึ่งๆ ของการจุดระเบิดที่เหมาะสมที่สุดนี้จะแปรผันตามการเปลี่ยนแปลงอัตราเร็วเครื่องยนต์ ความดันในท่อไอดี และส่วนประกอบของสารผสม ดังนั้นในระบบจุดระเบิดส่วนใหญ่จึงต้องมีระบบการเปลี่ยนองศาจุดระเบิดแบบอัตโนมัติเมื่ออัตราเร็วและภาวะของเครื่องยนต์เปลี่ยนแปลงไปด้วย

ระบบจุดระเบิดที่ใช้กันทั่วไปมี 2 ระบบ คือ ระบบจุดระเบิดด้วยแบตเตอรี่ (battery ignition system) และระบบจุดระเบิดด้วยแมกนีโต (magneto ignition system) สำหรับระบบจุดระเบิดแบบใช้แบตเตอรี่ยังแบ่งออกเป็นหลายระบบ ที่ใช้กันมากมี 3 แบบ ได้แก่ ระบบจุดระเบิด

ด้วยคอยล์ ระบบจุดระเบิดด้วยคอยล์ควบคุมด้วยทรานซิสเตอร์ และระบบจุดระเบิดด้วยตัวเก็บประจุ

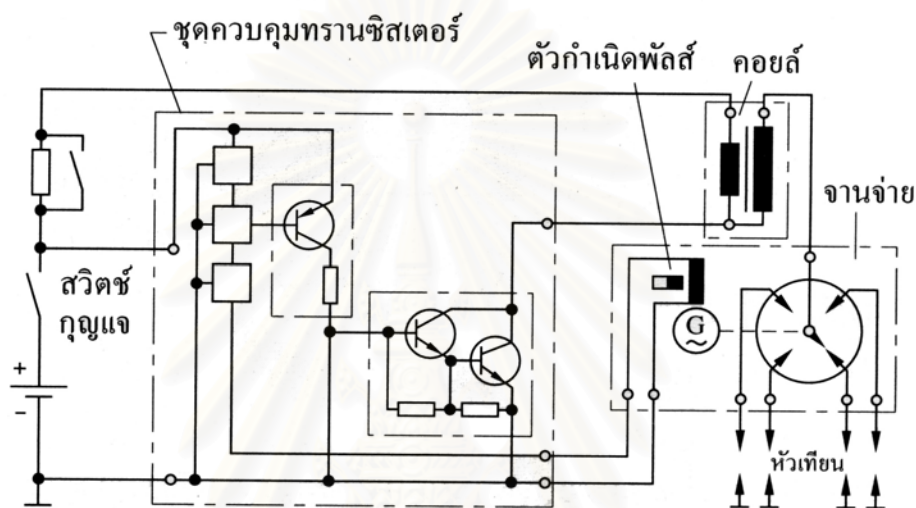
1) ระบบจุดระเบิดด้วยคอยล์ (coil ignition system) ที่จุดระเบิดด้วยไฟฟ้าแรงดันสูงที่ได้จากคอยล์ รูปที่(2-13) แสดงระบบจุดระเบิดด้วยคอยล์ที่ใช้ชุดทองขาว (contact breaker) เป็นระบบที่ใช้กับเครื่องยนต์รถยนต์มาเป็นเวลานานแต่ในปัจจุบันค่อยๆ ถูกแทนที่ด้วยระบบที่ทันสมัยกว่า ระบบนี้ประกอบด้วยวงจรไฟแรงต่ำ (primary circuit) ได้แก่ แบตเตอรี่ สวิตช์กุญแจ ตัวต้านทาน ขดลวดไฟแรงต่ำ ชุดทองขาว และคอนเดนเซอร์ และวงจรไฟแรงสูง ได้แก่ ขดลวดไฟแรงสูง จานจ่าย (ignition distributor) และหัวเทียน โดยมีการทำงานดังต่อไปนี้ เมื่อเปิดสวิตช์กุญแจ ถ้าชุดทองขาวปิด กระแสก็จะไหลจากแบตเตอรี่ผ่านตัวต้านทานขดลวดไฟแรงต่ำ ชุดทองขาว และกลับไปยังแบตเตอรี่ผ่านทางสายไฟที่ต่อลงดิน ซึ่งกระแสที่ไหลนี้ก่อให้เกิดสนามแม่เหล็กภายในแกนเหล็กของคอยล์ และเมื่อต้องการประกายไฟในการจุดระเบิด ชุดทองขาวก็จะเปิดโดยการดันด้วยลูกเบี้ยวในจานจ่ายและไปตัดการไหลของกระแสไฟฟ้าในวงจรไฟแรงต่ำเป็นผลให้ฟลักซ์แม่เหล็กในคอยล์ยุบตัว ทำให้เกิดแรงดันไฟฟ้าทั้งในขดลวดไฟแรงต่ำและขดลวดไฟแรงสูง โดยแรงดันไฟฟ้าที่เกิดขึ้นในขดลวดไฟแรงสูงจะถูกนำไปยังหัวเทียนเพื่อให้เกิดประกายไฟโดยจานจ่าย



รูปที่ 2-13 แสดงผังของระบบจุดระเบิดด้วยคอยล์ที่ใช้ชุดทองขาว [1]

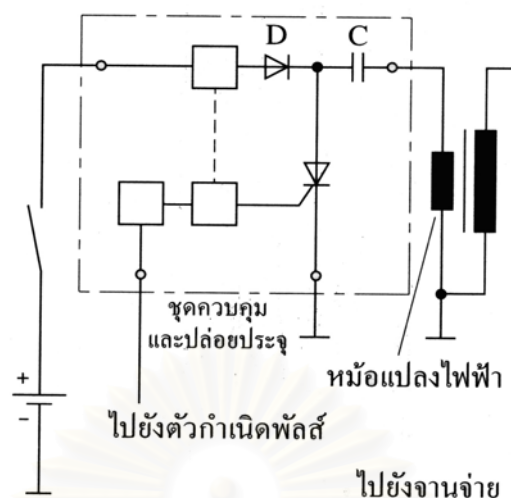
2) ระบบจุดระเบิดด้วยคอยล์ควบคุมด้วยทรานซิสเตอร์ (transistorize coil ignition system, TCI) เป็นระบบที่ปรับปรุงจากระบบจุดระเบิดด้วยคอยล์ที่ใช้ชุดทองขาวเดิมโดยมีวัตถุประสงค์ เพื่อลดการบำรุงรักษาระบบจุดระเบิด เพิ่มอายุการใช้งานของหัวเทียน ปรับปรุงการ

จุดระเบิดสารผสมที่บางและที่ถูกต้อง และเพิ่มความน่าเชื่อถือและอายุการใช้งานของระบบจุดระเบิด รูปที่(2-14) แสดงระบบจุดระเบิดด้วยคอยล์ควบคุมด้วยทรานซิสเตอร์ซึ่งใช้ระบบกำเนิดพัลส์แม่เหล็ก (magnetic pulse) แทนชุดทองขาวและลูกเบี้ยวในระบบจุดระเบิดด้วยคอยล์ ระบบดังกล่าวจะตรวจจับตำแหน่งของแกนจานจ่ายและส่งพัลส์ไฟฟ้าไปยังชุดควบคุมอิเล็กทรอนิกส์ แล้วชุดควบคุมนี้จะปิดการไหลของกระแสที่ไปยังขดลวดไฟแรงต่ำ ทำให้เกิดไฟฟ้าแรงดันสูงในขดลวดไฟแรงสูงและจ่ายไปยังหัวเทียนเช่นเดียวกับระบบที่ใช้ชุดทองขาว



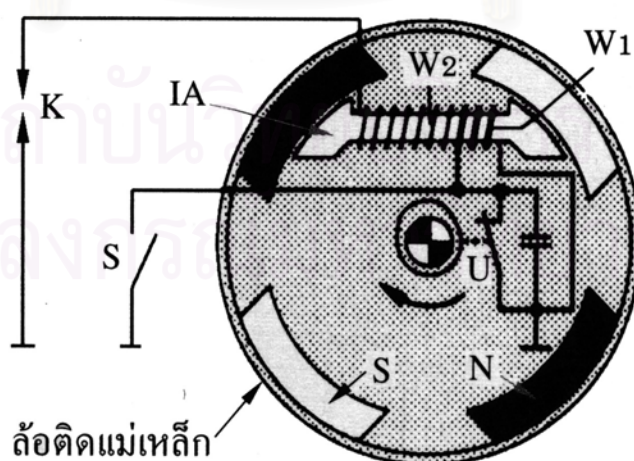
รูปที่ 2-14 แสดงผังของระบบจุดระเบิดด้วยคอยล์ควบคุมด้วยทรานซิสเตอร์ [1]

3) ระบบจุดระเบิดด้วยตัวเก็บประจุ (capacitive-discharge ignition system, CDI) เป็นระบบที่พลังงานไฟฟ้าถูกเก็บอยู่ในตัวเก็บประจุ (capacitor) และเปลี่ยนไปเป็นไฟฟ้าแรงดันสูงส่งไปยังหัวเทียนโดยใช้หม้อแปลงไฟฟ้าแบบพิเศษ รูปที่(2-15) แสดงระบบจุดระเบิดด้วยตัวเก็บประจุ ซึ่งใช้ตัวกำเนิดพัลส์และมีการควบคุมด้วยระบบอิเล็กทรอนิกส์เช่นเดียวกับระบบ TCI เพียงแต่เปลี่ยนจากคอยล์เป็นตัวเก็บประจุและหม้อแปลงไฟฟ้าเท่านั้น



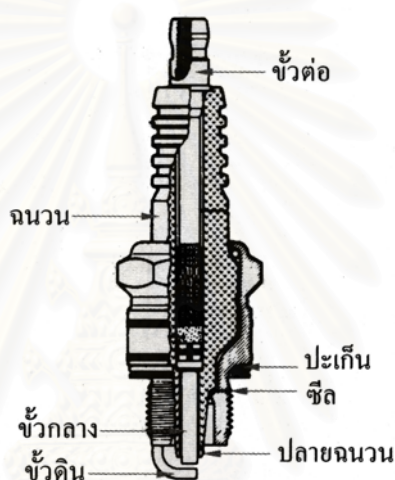
รูปที่ 2-15 แสดงผังของระบบจุดระเบิดด้วยตัวเก็บประจุ [1]

สำหรับระบบจุดระเบิดด้วยแมกนีโต ซึ่งแมกนีโต(แม่เหล็กหรืออาร์มาเจอร์(armature)ที่หมุน) จะทำให้เกิดกระแสที่ใช้ทำให้เกิดไฟฟ้าแรงดันสูงเพื่อให้ได้ประกายไฟที่เชี่ยวชาญเหียน ระบบจุดระเบิดด้วยแมกนีโตนี้มักใช้กับเครื่องยนต์ขนาดเล็กทั้งแบบสี่จังหวะและสองจังหวะ รูปที่(2-16) แสดงระบบแมกนีโตที่ใช้ชุดทองขาวซึ่งมีแม่เหล็กถาวรติดอยู่กับล้อ เมื่อหมุนล้อก็ทำให้เกิดกระแสในขดลวดไฟแรงต่ำ (W1) และเมื่อชุดทองขาวเปิด กระแสไฟฟ้าที่ไหลในขดลวดไฟแรงต่ำ ก็จะถูกตัด เกิดการยุบตัวของฟลักซ์แม่เหล็กอย่างรวดเร็ว เป็นผลให้เกิดไฟฟ้าแรงดันสูงในขดลวดไฟแรงสูง (W2) ที่ต่อไปยังหัวเหียน (K)



รูปที่ 2-16 แสดงผังของระบบจุดระเบิดด้วยแมกนีโตที่ใช้ชุดทองขาว [1]

สำหรับหน้าที่ของหัวเทียนก็คือการให้ประกายไฟที่เชื่อมหัวเทียน (ช่องว่างระหว่างขั้ว) เพื่อจุดระเบิดสารผสมในห้องเผาไหม้ รูปที่(2-17) แสดงรูปตัดของหัวเทียนแบบที่ใช้กันทั่วไปซึ่งมีส่วนที่สำคัญอยู่ 3 ส่วน คือ ฉนวน ขั้ว และเปลือก วัสดุที่ใช้ทำฉนวนมักจะเป็นอลูมินา (อะลูมิเนียมออกไซด์,  $Al_2O_3$ ) ส่วนขั้วตามปกติจะทำด้วยโลหะผสมนิกเกิลในสัดส่วนสูงซึ่งทำให้ทนทานต่อไฟฟ้าแรงดันสูง อุณหภูมิสูงและก๊าซที่กัดกร่อน ในสภาวะการทำงานตามปกติ อุณหภูมิที่ผิวของขั้วกลางจะมีค่าเฉลี่ย 650 - 700 °C นอกจากนี้ยังมีการจำแนกหัวเทียนเป็นหัวเทียนร้อน (hot plug) และหัวเทียนเย็น (cold plug) ตามความยาวของระยะทางการนำความร้อนจากปลายฉนวนไปยังเปลือก โดยหัวเทียนร้อนจะมีความยาวดังกล่าวมากกว่าหัวเทียนเย็น



รูปที่ 2-17 แสดงหัวเทียนแบบที่ใช้กันทั่วไป [1]

### 2.1.5 การเผาไหม้ที่ผิดปกติ

ในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ นอกจากการเผาไหม้ตามปกติ (normal combustion) ซึ่งหมายถึงกระบวนการเผาไหม้ที่เริ่มต้นโดยประกายไฟที่หัวเทียนตามจังหวะที่กำหนดเพียงแห่งเดียว และเปลวไฟด้านหน้าเคลื่อนที่ไปในห้องเผาไหม้อย่างสม่ำเสมอด้วยความเร็วปกติแล้ว ในบางกรณีอาจมีการเผาไหม้ที่ผิดปกติเกิดขึ้นซึ่งการเผาไหม้ที่ผิดปกติเมื่อเกิดขึ้นจะมีผลต่อเครื่องยนต์ คือ ถ้ารุนแรงก็อาจทำให้เครื่องยนต์ชำรุดเสียหายได้ และแม้ว่าจะไม่รุนแรงก็จะทำให้เกิดเสียงได้ การเผาไหม้ที่ผิดปกติหมายถึงกระบวนการเผาไหม้ที่เปลวไฟอาจเริ่มต้นโดยผิวของห้องเผาไหม้ที่ร้อน ซึ่งอาจเกิดก่อนหรือทั้งหมดเกิดการเผาไหม้อย่างรวดเร็ว การเผาไหม้ที่ผิดปกตินี้นิยมแบ่งออกเป็น 2 ประเภท คือ

1) การเชกจากการจุดระเบิดของหัวเทียน (spark knock) หรือเรียกสั้นๆ ว่า การเชกหรือการน็อก เป็นชื่อเรียกเสียงดังที่เหมือนเสียงขึ้นส่วนเครื่องยนต์กระทบกัน เกิดขึ้นเมื่อ ก๊าซส่วนผสมสุดท้าย (end-gas) เกิดระเบิดขึ้นก่อนเปลวไฟจะลามมาถึง ทำให้มีการปล่อยพลังงานเคมีของก๊าซส่วนผสมสุดท้ายอย่างรวดเร็ว เป็นผลให้ความดันในบริเวณนั้นสูงขึ้นมากและมีคลื่นความดันที่มีแอมพลิจูดสูงเกิดขึ้นภายในห้องเผาไหม้ จึงทำให้เกิดเสียงดังกล่าว การเชกจากการจุดระเบิดของหัวเทียนจะเกิดขึ้นซ้ำๆ กัน แต่ไม่จำเป็นต้องเกิดขึ้นทุกวัฏจักรการทำงาน และจะแปรผันไประหว่างวัฏจักรต่อวัฏจักรและสูบล้อสูบของเครื่องยนต์หลายสูบด้วย การเชกชนิดนี้จะสามารถควบคุมได้ด้วยการปรับองศาการจุดระเบิดซึ่งถ้าตั้งให้องศาการจุดระเบิดล่วงหน้ามากขึ้น ความรุนแรงของการเชกก็จะมากขึ้น แต่ถ้าตั้งให้องศาการจุดระเบิดล่าช้าความรุนแรงของการเชกก็จะลดลง

2) การจุดระเบิดโดยผิวร้อน (surface ignition) เป็นการเผาไหม้ที่มีการจุดระเบิดของสารผสมอากาศกับเชื้อเพลิงโดยจุดร้อน (hot spot) บนผนังของห้องเผาไหม้ เช่น ที่วาล์วหรือหัวเทียนที่ร้อนเกิน หรือสารตกค้างที่ติดอยู่ในห้องเผาไหม้ที่ลุกแดงอยู่ ซึ่งสามารถเกิดขึ้นได้ก่อนที่หัวเทียนจะให้ประกายไฟออกมา ที่เรียกว่าการชิงจุดระเบิด (preignition) และหลังจากที่หัวเทียนให้ประกายไฟออกมาที่เรียกว่า การจุดระเบิดหลัง (postignition) เมื่อมีการจุดระเบิดโดยผิวร้อนแล้วก็จะเกิดเปลวไฟขึ้นที่จุดนั้นๆ แล้วแพร่กระจายไปในห้องเผาไหม้ในลักษณะเดียวกับที่เกิดขึ้นในการจุดระเบิดด้วยประกายไฟตามปกติ

การจุดระเบิดโดยผิวร้อนนี้ยังแบ่งต่อไปได้อีกเป็นการจุดระเบิดโดยผิวร้อนที่มีการเชก (knocking surface ignition) ซึ่งเป็นการเผาไหม้ที่ผิดปกติที่มีการเชกเกิดขึ้นหลังการจุดระเบิดโดยผิวร้อน ซึ่งโดยทั่วไปแล้วจะเป็นการชิงจุดระเบิดที่เกิดมาจากสารตกค้างที่ติดอยู่ในห้องเผาไหม้ที่ทำให้ความดันและอุณหภูมิของแก๊สส่วนผสมสุดท้ายเพิ่มขึ้นเร็วกว่าที่เกิดขึ้นจากการจุดระเบิดด้วยประกายไฟตามปกติ การจุดระเบิดโดยผิวร้อนที่มีการเชกนี้ไม่สามารถควบคุมได้ด้วยการปรับองศาการจุดระเบิด ทั้งนี้เนื่องจากเปลวไฟที่เกิดจากการจุดระเบิดด้วยหัวเทียนมิได้เป็นสาเหตุของการน็อก

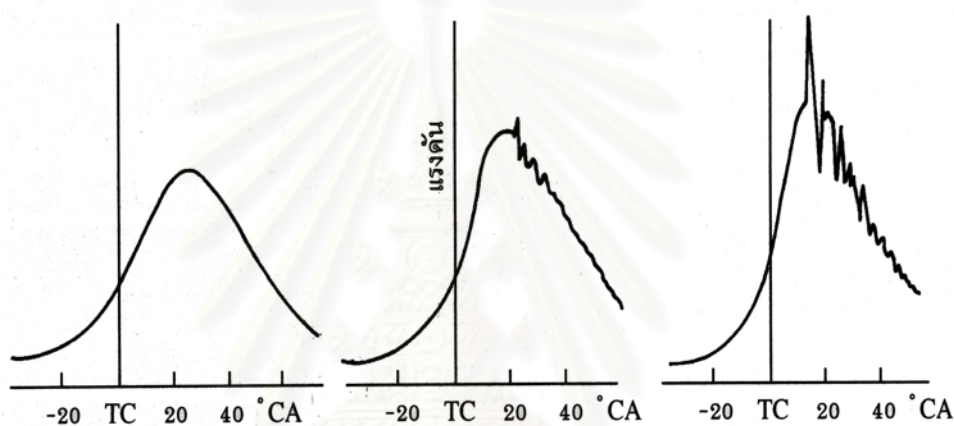
สำหรับการจุดระเบิดโดยผิวร้อนอีกแบบหนึ่งก็คือการจุดระเบิดโดยผิวร้อนที่ไม่มีการเชก (nonknocking surface ignition) เป็นการเผาไหม้ผิดปกติที่ไม่มีผลทำให้เกิดการเชกขึ้นหลังจากการจุดระเบิดโดยผิวร้อนแล้ว โดยทั่วไปจะเป็นการจุดระเบิดที่เกิดขึ้นภายในวัฏจักรการทำงาน

การจุดระเบิดโดยผิวร้อนที่มีการเชกเป็นปัญหาที่สามารถแก้ไขได้ง่ายโดยการออกแบบเครื่องยนต์ให้เหมาะสม (ไม่ให้มีจุดร้อนในห้องเผาไหม้) และเลือกสมบัติของเชื้อเพลิงและน้ำมันหล่อลื่นที่ดี (ไม่ให้มีสารตกค้างอยู่ในห้องเผาไหม้) เท่านั้น แต่การเชกจากการจุดระเบิดของ



หัวข้อนี้เป็นปัญหาที่ยุ่งยากซึ่งมีผลโดยตรงต่อสมรรถนะและประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ ทั้งนี้เนื่องจากจะเป็นตัวจำกัดอัตราส่วนการอัดสูงสุดที่สามารถให้ได้กับเชื้อเพลิงหนึ่งๆ

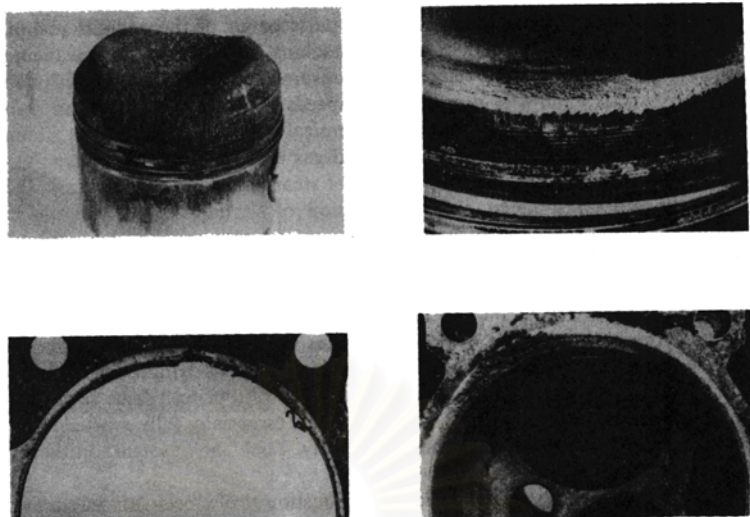
กราฟระหว่างความดันกระบอกสูบกับมุมข้อเหวี่ยงจะแสดงถึงการเผาไหม้ที่เกิดขึ้นเมื่อมีการเขกเกิดขึ้น ความดันกระบอกสูบก็จะขึ้นลงด้วยความถี่สูงโดยแอมพลิจูดของความดันก็จะค่อยๆ ลดลงตามเวลา ขนาดของแอมพลิจูดนี้ขึ้นอยู่กับความรุนแรงของการเขก ถ้าแอมพลิจูดมาก การเขกก็จะรุนแรงมาก รูปที่(2-18) แสดงกราฟระหว่างความดันกระบอกสูบกับมุมข้อเหวี่ยงของวัฏจักรที่มีการเผาไหม้ตามปกติ วัฏจักรที่มีการเขกไม่รุนแรง และวัฏจักรที่มีการเขกรุนแรง



(ก) การเผาไหม้ตามปกติ                      (ข) การน็อกไม่รุนแรง                      (ค) การน็อกรุนแรง  
 จังหวะการจุดระเบิด 28° BTC                      จังหวะการจุดระเบิด 28° BTC                      จังหวะการจุดระเบิด 32° BTC

รูปที่ 2-18 แสดงกราฟระหว่างความดันกระบอกสูบกับมุมข้อเหวี่ยง (ก) วัฏจักรที่มีการเผาไหม้ตามปกติ (ข) วัฏจักรที่มีการเขกไม่รุนแรง (ค) วัฏจักรที่มีการเขกรุนแรง ที่ได้จากเครื่องยนต์สูบเดี่ยว ขนาดความจุ 381 cm<sup>3</sup>, เมื่อลิ้นเร่งเปิดเต็มที่ และอัตราเร็วเครื่องยนต์ 4000 rev/min [1]

การเขกสามารถทำให้เครื่องยนต์เสียหายได้หลายอย่างเช่น แหวนลูกสูบติดหรือแตกหัก ปะเก็นฝาสูบเสีย ฝาสูบสึกหรอ ลูกสูบหลวมละลาย รูปที่ (2-19) แสดงชิ้นส่วนที่เสียหายจากการจุดระเบิดก่อนและเกิดการเขก



รูปที่ 2-19 แสดงตัวอย่างความเสียหายจากเครื่องยนต์ที่เผาไหม้ผิดปกติ [1]

### หลักการของการเขก

แม้ในปัจจุบันเราก็ยังไม่สามารถอธิบายการเกิดการเขกได้อย่างสมบูรณ์ แต่อย่างไรก็ตาม พอสรุปได้ว่าการน็อกเกิดขึ้นจากการปล่อยพลังงานส่วนใหญ่ออย่างรวดเร็วของก๊าซส่วนผสมสุดท้ายที่อยู่ด้านหน้าของเปลวไฟปั่นป่วนที่กำลังแพร่กระจาย ซึ่งเป็นผลให้เกิดความดันสูงมากในบริเวณนั้น และความไม่สม่ำเสมอของการกระจายความดันในห้องเผาไหม้ทำให้เกิดคลื่นความดันสะท้อนไปมาในห้องเผาไหม้ ซึ่งอาจเป็นผลให้ห้องเผาไหม้สั่นตามความถี่ธรรมชาติ

ทฤษฎีที่ใช้อธิบายการเกิดการน็อกมีอยู่ 2 ทฤษฎี คือ

- 1) ทฤษฎีการจุดระเบิดเอง (autoignition theory) เมื่อเชื้อเพลิงกับอากาศในแก๊สส่วนผสมสุดท้ายถูกอัดจนมีความดันและอุณหภูมิสูงพอที่จะระเบิดเองได้ สารผสมก็จะเกิดการระเบิด
- 2) ทฤษฎีการระเบิดรุนแรง (detonation theory) ในสภาวะน็อกเปลวไฟด้านหน้าจะเคลื่อนที่เร็วเท่ากับความเร็วของเสียงซึ่งจะเร่งให้เกิดเผาไหม้แก๊สส่วนผสมสุดท้ายด้วยอัตราสูงมากกว่าที่เกิดในกรณีความเร็วของเปลวไฟตามปกติมาก

## 2.2 การทดสอบ Tailpipe Emissions และอุปกรณ์ [2]

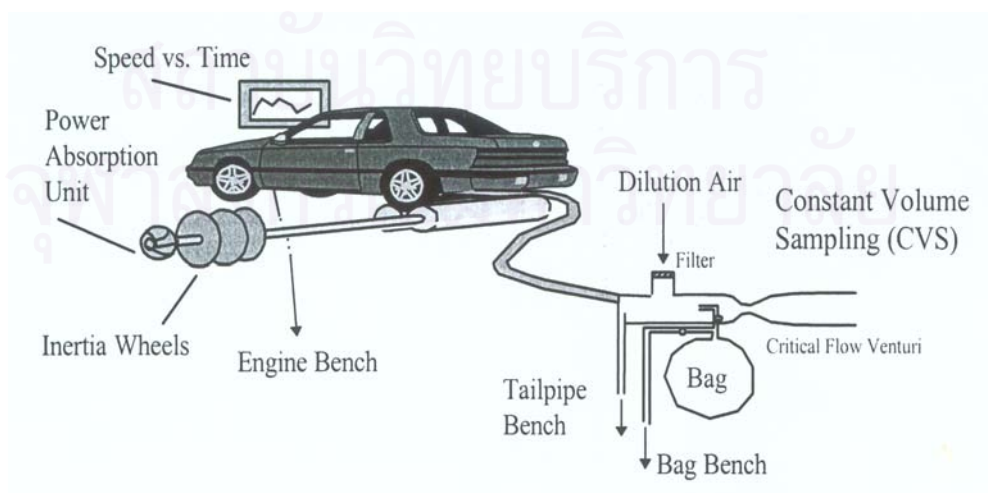
### 2.2.1 พื้นฐานการทดสอบ

สำหรับการทดสอบมลพิษจากท่อไอเสีย สิ่งสำคัญคือห้องปฏิบัติการที่ทำการทดสอบจะต้องมีขนาดใหญ่เพียงพอสำหรับยานพาหนะทดสอบและอุปกรณ์อื่นๆ นอกจากนี้ต้องมีการจำลองแรงต่างๆ ที่เกิดขึ้นกับตัวรถจากการขับขี่จริง(แรงลมที่กระทำกับรถ) และจำลองการขับขี่ เช่น ความเร็ว อัตราเร่ง สภาพอากาศ ความชื้นและอุณหภูมิ รวมทั้งรูปแบบการขับขี่ให้ได้ตามกฎระเบียบของราชการที่บังคับใช้

### 2.2.2 รูปแบบสถานที่ทดสอบ

รูปที่ (2-20) แสดงแผนผังสถานที่ทดสอบมลพิษไอเสีย ซึ่งหลักการพื้นฐานประกอบด้วย

- ระบบควบคุมเกี่ยวกับอากาศ
- ไดนาโมมิเตอร์
- ระบบเก็บตัวอย่างทดสอบ
- เครื่องวิเคราะห์
- เครื่องช่วยในการขับขี่
- ระบบควบคุม



รูปที่ 2-20 แสดงแผนผังสถานที่ทดสอบมลพิษไอเสีย [2]

ในส่วนของการวิเคราะห์จะกล่าวถึงเครื่องใช้วิเคราะห์ปริมาณ THC(total hydrocarbon), CO, NOx, และ CO<sub>2</sub> และแทนทดสอบซึ่งแบ่งได้เป็น 4 แบบ

1. tailpipe bench
2. bag bench
3. preconverter or engine bench
4. midbed catalyst exhaust emissions bench(midbed bench)

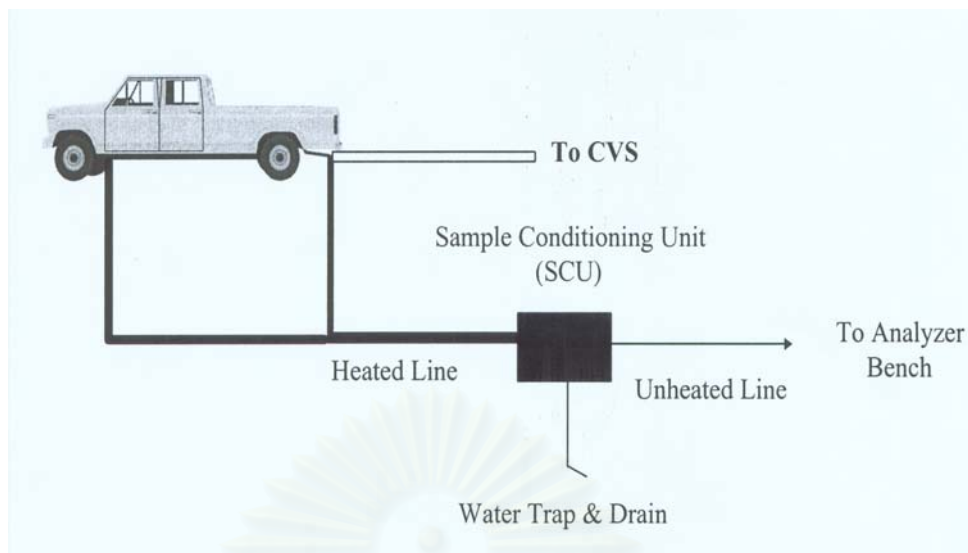
ในแต่ละแทนทดสอบได้ถูกออกแบบเพื่อวิเคราะห์มลพิษจากจุดที่นำตัวอย่างมาแตกต่างกันในแต่ละส่วนของไอเสีย ซึ่งใน tailpipe bench, engine bench, midbed bench โดยปกติเป็นการวัดมลพิษจากไอเสียที่ออกมาโดยตรง แต่สำหรับ bag bench จะเป็นการวัดมลพิษจากไอเสียที่ได้ผ่านการเจือจางสะสมไว้ในถุงเก็บตัวอย่าง

### 2.2.3 รูปแบบการสุ่มเก็บตัวอย่าง

รูปแบบการสุ่มตัวอย่างทดสอบ เป็นการวัดมลพิษแบบต่อเนื่องในขณะที่ยานพาหนะทดสอบกำลังทำงาน ซึ่งการทดสอบจะช่วยวิศวกรในการปรับตั้งสมรรถนะรถยนต์และมลพิษให้เป็นที่ไปตามมาตรฐานที่ต้องการ

#### 2.2.3.1 รูปแบบการสุ่มเก็บตัวอย่างแบบธรรมดา

รูปที่ (2-21) แสดงรูปแบบระบบการสุ่มเก็บตัวอย่างแบบธรรมดา ซึ่งระบบประกอบด้วยท่อเก็บตัวอย่างที่ควบคุมอุณหภูมิให้ร้อน, ตู้เก็บตัวอย่างที่ควบคุมสภาวะ, เครื่องควบคุมการไหล, วาล์วและปั๊ม สำหรับระบบเก็บแบบธรรมดาก็จะถูกออกแบบให้เก็บก๊าซไอเสียที่อัตราคงที่ ในรูปที่ (2-21) แสดงการไหลของไอเสียจากเครื่องยนต์ และ/หรือ ตัวอย่างจากปลายท่อไอเสียรถยนต์ผ่านท่อเก็บตัวอย่างร้อนเข้าสู่ตู้เก็บตัวอย่างไอเสีย หลังจากนั้นทำตัวอย่างให้แห้งโดยนำน้ำออกแล้วจึงส่งไปเครื่องวิเคราะห์ไอเสีย ซึ่งช่วงอัตราการเก็บตัวอย่างอยู่ที่ 1 ลิตรต่อนาทีถึง 25 ลิตรต่อนาที



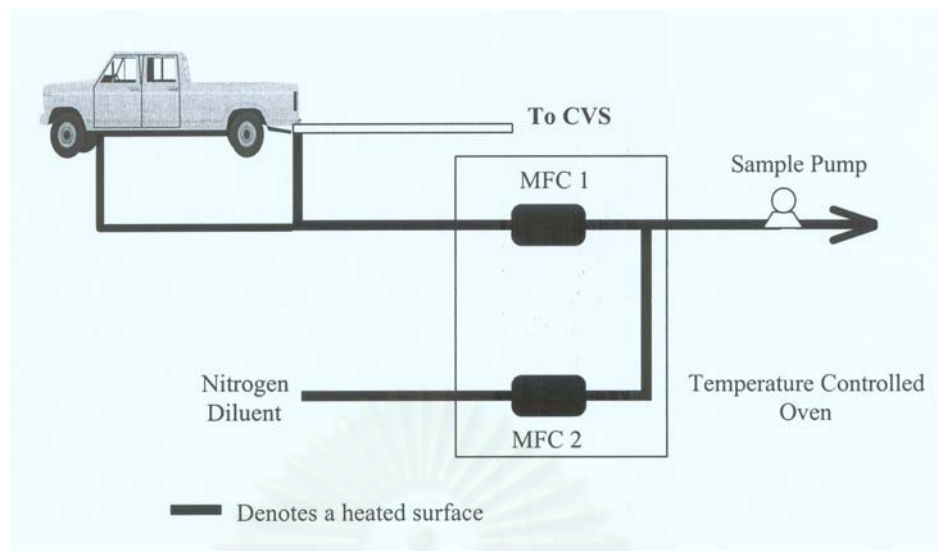
รูปที่ 2-21 แสดงรูปแบบระบบการสุ่มเก็บตัวอย่างแบบธรรมดา [2]

### 2.2.3.2 รูปแบบการสุ่มเก็บตัวอย่างแบบเครื่องเจือจางขนาดเล็ก

รูปแบบนี้ถูกออกแบบเพื่อขจัดผู้เก็บไอเสียทิ้ง ซึ่งมีการใช้ในรูปแบบการสุ่มเก็บตัวอย่างแบบธรรมดา โดยรูปแบบนี้มีข้อดีคือ

- ลดปริมาณไอเสียที่เก็บ
- ยังคงน้ำที่เป็นส่วนประกอบในไอเสียได้
- ลดปริมาณช่วงการวิเคราะห์
- ลดจำนวนจำนวนก๊าซที่ใช้สำหรับวิเคราะห์เปรียบเทียบ

รูปที่ (2-22) แสดงอุปกรณ์พื้นฐานของระบบเครื่องเจือจางขนาดเล็กที่ใช้เก็บมลพิษ โดยระบบประกอบด้วย ท่อร้อน, เครื่องควบคุมการไหลของมวล, ตัวป้อนไนโตรเจน, ตู้ควบคุมอุณหภูมิ



รูปที่ 2-22 แสดงอุปกรณ์พื้นฐานของระบบเครื่องเจ็จขนาดเล็ก [2]

## 2.2.4 การสุ่มเก็บตัวอย่างแบบถุง(Bag Sampling)

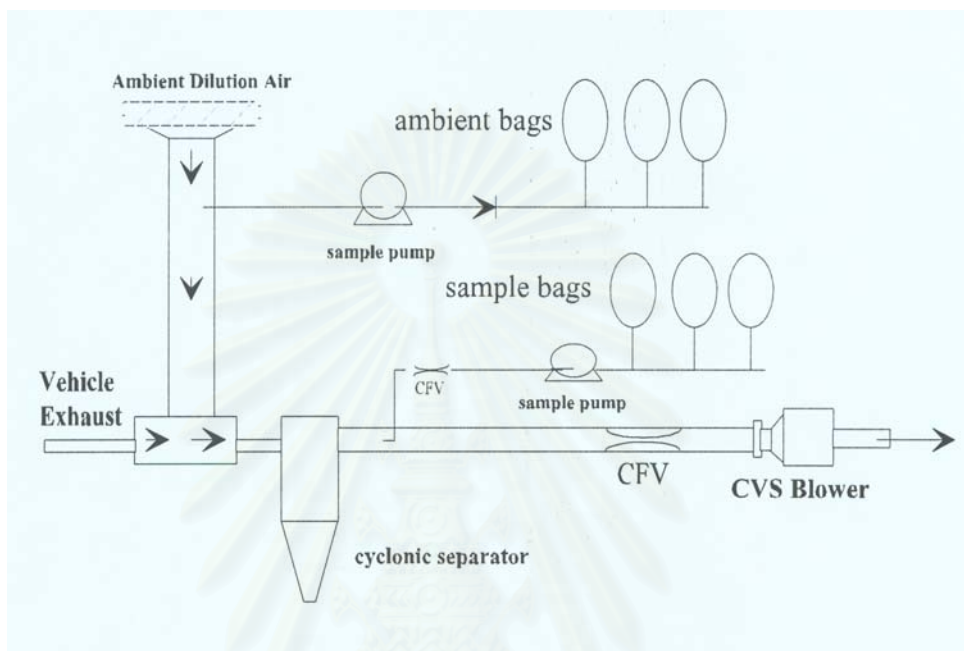
### 2.2.4.1 ระบบ CVS

ในปี 1972 โรงงานผลิตรถยนต์ได้ยอมรับระบบเก็บตัวอย่างแบบปริมาตรคงที่(CVS system) เป็นอุปกรณ์มาตรฐานสำหรับการเก็บตัวอย่างมลพิษแบบถุง การทำงานของระบบ CVS จะเริ่มจากเจ็จจางก๊าซไอเสียและวัดปริมาตรไอเสียที่ถูกเจ็จจาง ในระบบ CVS จะต้องปฏิบัติตามมาตรฐาน Code of Federal Regulation(CFR) โดยทำการทดสอบ

- รับการไหลทั้งหมดของไอเสียรถยนต์
- เจ็จจางไอเสียด้วยอากาศที่ผ่านการกรอง
- ดูดออกอย่างต่อเนื่องและสะสมตัวอย่างของก๊าซไอเสียที่เจ็จจางและ
- วัดปริมาตรรวมของไอเสียเจ็จจางให้ถูกต้อง

รูปที่ (2-23) แสดงแบบชิ้นส่วนพื้นฐานของระบบ CVS ซึ่งระบบประกอบด้วยระบบเจ็จจางด้วยอากาศ, เครื่องแยกตะกอน, Critical Flow Venturi(CFV), บั๊มตัวอย่าง, CVS blower, ตัวตรวจวัดอุณหภูมิและความดัน ระบบ CVS จะทำงานโดยก๊าซไอเสียจะถูกเจ็จจางด้วยอากาศที่อุปกรณ์ผสม ต่อจากนั้นก๊าซไอเสียจะถูกส่งไปยังเครื่องแยกแบบลมหมุนเพื่อแยกอนุภาคที่ไม่ต้องการ หลังผ่านเครื่องแยกไอเสียเจ็จจางจะถูกส่งไปบางส่วนเข้าท่อเก็บตัวอย่างผ่าน CFV แล้ว

จึงผ่านปั๊มเข้าไปยังถุงเก็บตัวอย่าง(sample bag) ซึ่งก๊าซไอเสียเจือจางอีกส่วนหนึ่งที่ไม่ถูกเก็บเข้าถุงตัวอย่างจะถูกส่งไปผ่าน CFV อีกตัวเพื่อไปยัง CVS Blower ก่อนจะถูกส่งออกไปนอกห้องทดสอบ โดย CVS Blower จะถูกออกแบบให้มีสูญญากาศเพียงพอที่จะคงการไหลแบบ sonic จาก CFV นอกจากนี้ระบบยังเก็บตัวอย่างอากาศเข้าถุงตัวอย่างอากาศเพื่อนำไปวิเคราะห์



รูปที่ 2-23 แสดงแบบชิ้นส่วนพื้นฐานของระบบ CVS [1]

#### 2.2.4.1.1 Critical Flow Venturi(CFV)

CFV ได้ถูกออกแบบให้ใช้คงอัตราการไหลเชิงมวลเมื่ออยู่ในสภาวะการไหลด้วยความเร็วเท่าเสียงหรือการไหลวิกฤติ ความดันและอุณหภูมิจะถูกวัดที่ทางเข้าของเวนทูรี(venturi) ซึ่งจะมีค่าตรงกันกับการไหลของ CVS ในสมการที่ 2.1 แสดงอัตราการไหลเชิงปริมาตร

$$Q_{CFV}^{Std} = K_{CFV} \cdot \frac{P_{CFV}^{inlet}}{\sqrt{T_{CFV}^{inlet}}} \quad (m^3/min) \quad (2.1)$$

ที่  $K_{CFV}$  คือ สัมประสิทธิ์ของ CFV

$P_{CFV}^{inlet}$  คือ ความดันสมบูรณ์ที่ทางเข้า CFV

$T_{CFV}^{inlet}$  คือ อุณหภูมิสมบูรณ์ที่ทางเข้า CFV

ในส่วนของปริมาตรรวมสามารถหาได้จากการอินทิเกรตอัตราการไหลเชิงปริมาตร แสดงในสมการที่ 2.2

$$V_{CFV}^{Total} = \int_0^t K_{CFV} \cdot \frac{P_{CFV}^{inlet}}{\sqrt{T_{CFV}^{inlet}}} dt' \quad (2.2)$$

#### 2.2.4.1.2 ระบบการเจือจางด้วยอากาศ

หน้าที่เริ่มต้นของระบบเจือจางด้วยอากาศ คือ ป้องกันการเกิดน้ำจากการควบแน่นในก๊าซไอเสียตัวอย่างในถุงเก็บตัวอย่าง ซึ่งการเจือจางก๊าซไอเสียที่ดีอากาศจะต้องผสมกับก๊าซไอเสียจนทำให้อุณหภูมิจุดน้ำค้างสูงกว่าอุณหภูมิของชิ้นส่วน CVS สำหรับการเจือจางในระบบ CVS จะทำงานโดยอากาศจะไหลผ่าน mixing tee มาผสมกับก๊าซไอเสียในบริเวณผสมก่อนจะส่งผ่านไปยัง CFV ซึ่ง mixing tee บางตัวจะมีอุปกรณ์ให้ความร้อนหรือลดความชื้นช่วยป้องกันการควบแน่น การเจือจางไอเสียที่เหมาะสมจะทำให้การวัดค่าถูกต้องแม่นยำ เพราะถ้าปราศจากการเจือจางไอน้ำในไอเสียจะเกิดการควบแน่นในชิ้นส่วน CVS ทำให้การหาค่าไฮโดรคาร์บอนผิดพลาดเพราะไฮโดรคาร์บอนบางส่วนจะผสมอยู่ในน้ำที่ควบแน่น สมการที่ 2.3 อธิบายความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลของ CVS อากาศและไอเสีย นอกจากนี้ยังมีพารามิเตอร์ที่ใช้เปรียบเทียบการเจือจาง เช่น dilution ration(DR)และ dilution factor(DF) แสดงในสมการที่ 2.4 และ 2.5 ตามลำดับ

$$Q_{Dilute} = Q_{CVS} - Q_{Exhaust} \quad (2.3)$$

$$DR = \frac{Q_{Dilute}}{Q_{Exhaust}} \quad (2.4)$$

$$DF = \frac{Q_{CVS}}{Q_{Exhaust}} \quad (2.5)$$

หน้าที่ต่อไปของระบบเจือจางด้วยอากาศ คือ ลดการผันแปรของช่วงเวลาที่หน่วงในก๊าซตัวอย่าง ซึ่งเกิดมาจากการเปลี่ยนแปลงช่วงการทำงานจากเดินเบาไปยังช่วงที่มีการเร่งมากๆ โดยการเปลี่ยนแปลงช่วงการทำงานอย่างรวดเร็วจะทำให้อัตราการไหลของไอเสียมีการเปลี่ยนแปลงและส่งผลให้ช่วงเวลาที่หน่วงในก๊าซตัวอย่างผันแปร และถ้าไม่มี mixing tee จะทำให้อัตราส่วนการเจือจางในตัวอย่างที่สุ่มเก็บมีการผันแปรมาก



## 2.2.5 ไดนาโมมิเตอร์(Dynamometer)

ไดนาโมมิเตอร์สำหรับการทดสอบรถยนต์ แบ่งออกได้เป็น 2 ชนิด คือ

### 2.2.5.1 ไดนาโมมิเตอร์ใช้พลังงานแบบ 2 ลูกกลิ้ง

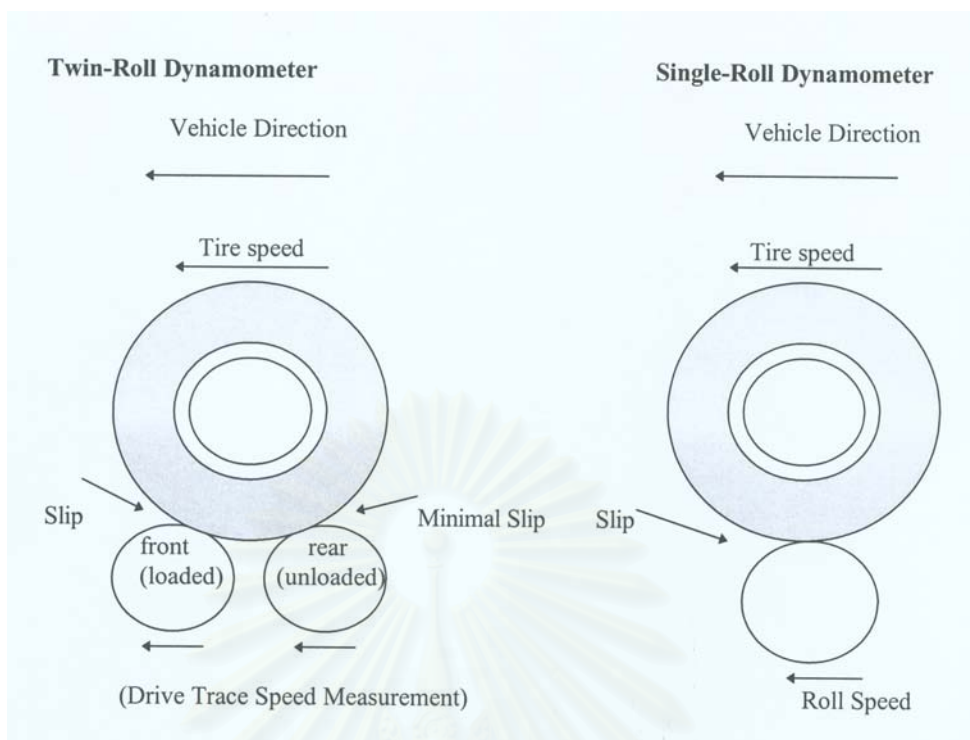
ประกอบด้วยลูกกลิ้งขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 8.65 นิ้ว, ล้อตุนกำลัง(inertial flywheels), ตัวดูดซับพลังงานด้วยน้ำ(Power Absorption Power,PAU) มีลูกกลิ้ง 2 ลูก ลูกแรกด้านหน้าจะทำหน้าที่สร้างภาระโดยใช้ inertial flywheels(มากกว่า 125 ปอนด์) และ PAU ส่วนลูกกลิ้งด้านหลังใช้สำหรับวัดความเร็วรถโดยใช้ตัวจับสัญญาณแสง(optical encoder) ซึ่งทั้งสองลูกไม่ได้ผูกติดกัน นอกจากนี้ในการทดสอบยางรถยนต์จะเกิดการลื่นไถลกับลูกกลิ้งด้านหน้าทั้งขณะที่เร่งและควบคุมคงที่ ทำให้ความเร็วของลูกกลิ้งด้านหน้าจึงน้อยกว่าความเร็วจริง เพราะฉะนั้นการวัดความเร็วของรถจึงต้องทำการวัดที่ลูกกลิ้งด้านหลังเนื่องจากการลื่นไถลระหว่างล้อกับลูกกลิ้งด้านหลังน้อยมาก

### 2.2.5.2 ไดนาโมมิเตอร์ไฟฟ้าแบบลูกกลิ้งเดียว

ประกอบด้วยลูกกลิ้งเดียวขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 48 นิ้วและมอเตอร์ไฟฟ้ากระแสสลับที่ใช้สร้างภาระให้กับรถยนต์ ส่วนความเร็วจะใช้ตัวจับสัญญาณแสงวัดจากลูกกลิ้ง โดยมอเตอร์ไฟฟ้าจะทำการสร้างภาระแต่ละช่วงความเร็วให้เหมือนภาระจริงบนถนน ซึ่งการลื่นไถลระหว่างยางกับลูกกลิ้งเดียวจะน้อยกว่าการลื่นไถลระหว่างยางกับลูกกลิ้งด้านหน้าของไดนาโมมิเตอร์แบบ 2 ลูกกลิ้ง โดยการลื่นไถลมีสาเหตุมาจากการขับเคลื่อนที่เร็วกว่าไดนาโมมิเตอร์ ซึ่งลูกกลิ้งมีการควบคุมอัตราเร็วตามรูปแบบการขับขี่ สำหรับการผิดรูปของยางที่เกิดขึ้นบนไดนาโมมิเตอร์แบบลูกกลิ้งเดียวจะใกล้เคียงกับสภาวะจริงบนถนน

### 2.2.5.3 เปรียบเทียบไดนาโมมิเตอร์ระหว่างใช้พลังงานแบบ 2 ลูกกลิ้งกับไฟฟ้าแบบลูกกลิ้งเดียว

จากการศึกษาผลกระทบของไดนาโมมิเตอร์แบบลูกกลิ้งเดียวพบว่าเมื่อเพิ่มโหลดต่อมอเตอร์และค่าการประหยัดเชื้อเพลิงน้อยกว่าคุณลักษณะของรถยนต์และการปรับตั้งรถยนต์ ในรูปที่ (2-24) แสดงรูปและรายละเอียดที่แตกต่างระหว่างไดนาโมมิเตอร์แบบลูกกลิ้งเดียวกับไดนาโมมิเตอร์แบบสองลูกกลิ้ง

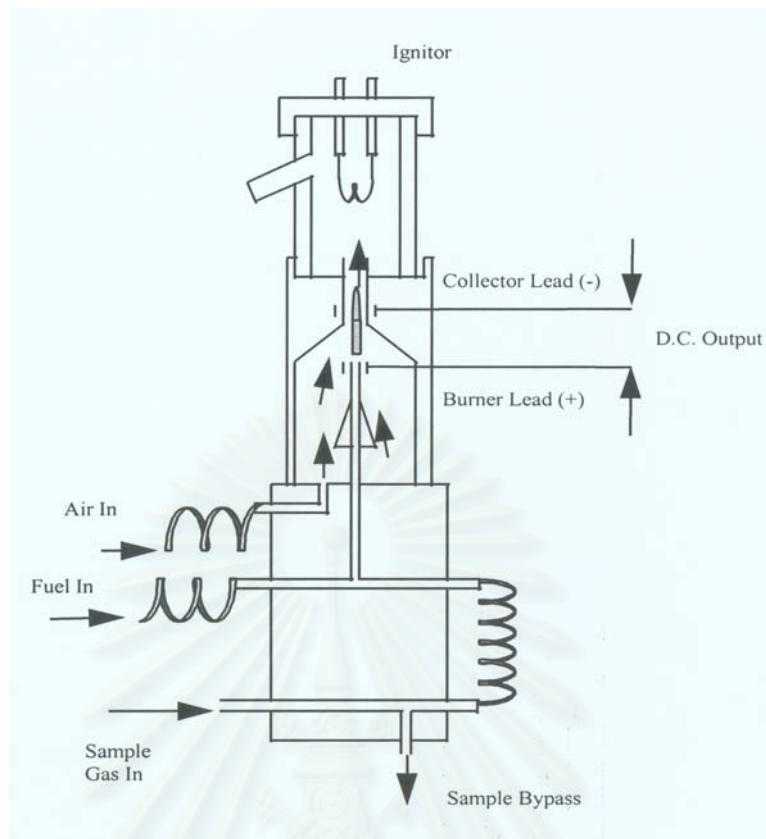


รูปที่ (2-24) แสดงรูปและรายละเอียดของไดนาโมมิเตอร์ [2]

## 2.2.6 เครื่องวิเคราะห์ก๊าซไอเสีย (Analyzers)

### 2.2.6.1 Flame Ionization Detector (FID)

FID ใช้สำหรับวัดปริมาณไฮโดรคาร์บอนในก๊าซไอเสีย ซึ่ง FID ประกอบด้วยหัวเผาที่ก๊าซไอเสียตัวอย่างจะถูกควบคุมการไหลผ่านเปลวไฟที่เกิดจากอากาศและก๊าซเชื้อเพลิง (สารผสมไฮโดรเจน/ฮีเลียม) และตัวตรวจจับ (detector) แสดงในรูปที่ (2-25) หลักการทำงานคือ หัวเผา (burner) จะสร้างเปลวไฟจากก๊าซเชื้อเพลิง อากาศ และตัวอย่างก๊าซไอเสีย ซึ่งในเปลวไฟจะเกิดปฏิกิริยาไอออไนเซชัน โดยการเกิดไอออไนเซชันจะเป็นสัดส่วนโดยตรงกับอัตราการไหลเชิงมวลของคาร์บอนอะตอมภายในเปลวไฟ หลังจากเกิดการไอออไนเซชัน ไอออนจากเปลวไฟจะสะสมบริเวณขั้วของ DC voltage ที่ติดตั้งไว้ เกิดเป็นแรงดันไฟฟ้าโดยกระแสไฟจะไหลผ่านวงจรวัด



รูปที่ (2-25) แสดงรูปอุปกรณ์ Flame Ionization Detector (FID) [2]

#### 2.2.6.2 Non-Dispersive Infrared Detectors(NDIR)

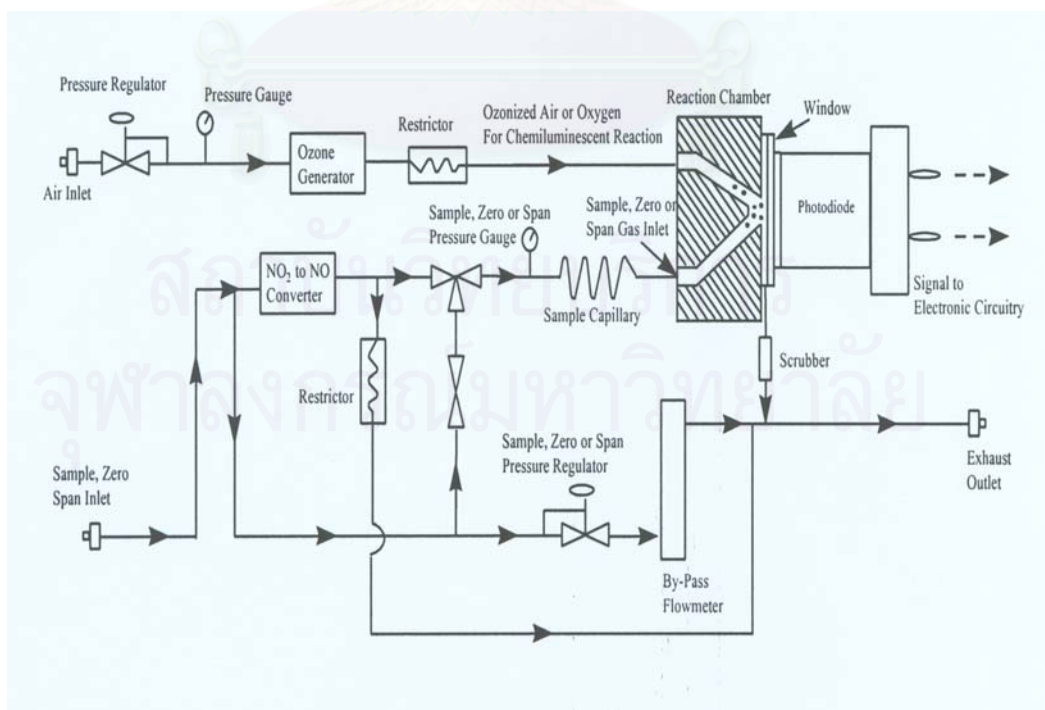
NDIR ใช้ตรวจวัดความแตกต่างการดูดซับพลังงานอินฟราเรดของสองคอลัมน์ก๊าซ เพื่อหาปริมาณของคาร์บอนมอนอกไซด์(CO)และคาร์บอนไดออกไซด์(CO<sub>2</sub>) โดยคอลัมน์แรกจะเติมก๊าซตัวอย่างไอเสีย คอลัมน์สองจะเติมก๊าซอ้างอิงจากนั้นจะปล่อยรังสีอินฟราเรดผ่านทั้งสองคอลัมน์ไปยังตัวตรวจจับที่เป็นแผ่นไดอะแฟรมโลหะ เมื่อก๊าซตัวอย่างไอเสียไหลเข้าไปในคอลัมน์ตัวอย่าง จะเกิดการดูดซับพลังงานอินฟราเรด พลังงานส่วนที่เหลือจากการดูดซับจะออกจากคอลัมน์มายังเซลล์ตรวจจับที่เป็นแผ่นไดอะแฟรมยืดหยุ่นได้ทำให้เกิดการเคลื่อนไหว การแกว่งของแผ่นไดอะแฟรมจะสร้างสัญญาณออกจากตัวตรวจจับ ซึ่งการวัดความเข้มข้นของCO และCO<sub>2</sub>จะต้องแปลงสัญญาณที่ออกมา(สัญญาณไฟฟ้ากระแสสลับ ขนาดแอมพลิจูด) เป็นสัญญาณไฟฟ้ากระแสตรง และนำไปเปรียบเทียบกับสัญญาณที่ได้เหมือนกันจากคอลัมน์ก๊าซอ้างอิง

ในก๊าซตัวอย่างไอเสียมีส่วนประกอบก๊าซหลายชนิด ซึ่งก๊าซบางชนิดมีช่วงการดูดซับพลังงานอินฟราเรดซ้อนทับกับการดูดซับของ CO และ CO<sub>2</sub> การทำให้เครื่องวิเคราะห์ NDIR ไม่ตอบสนองกับก๊าซที่ไม่ใช่ CO และ CO<sub>2</sub> จะทำโดยการใช้ตัวกรองแสงกรองส่วนที่ไม่ต้องการของระยะคลื่นที่ดูดซับอินฟราเรด หรือทำการเติมก๊าซที่รบกวนการดูดซับลงในก๊าซอ้างอิง

### 2.2.6.3 Chemiluminescence (CL) Analyzer

CL analyzer ใช้สำหรับวัดปริมาณออกไซด์ของไนโตรเจน (NOx) ซึ่งทำการวัดเฉพาะไนตริกออกไซด์ (NO) ในก๊าซตัวอย่างโดยใช้เครื่องแปลงประสิทธิภาพสูงในการเปลี่ยนไนโตรเจนไดออกไซด์ (NO<sub>2</sub>) เป็น NO แล้ววัดผลรวม NOx สำหรับหลักการทำงานของเครื่อง CL analyzer เริ่มจากการนำก๊าซไอเสียตัวอย่างผ่านเครื่องแปลงประสิทธิภาพสูงแปลง NO<sub>2</sub> ไปเป็น NO แล้วนำไปผสมกับโอโซนเจือจาง (O<sub>3</sub>) ที่ได้มาจากเครื่องกำเนิดโอโซน เมื่อผสมเสร็จจะถูกควบคุมการไหลเข้าห้องทำปฏิกิริยา โอโซนจะทำปฏิกิริยากับ NO เกิด NO<sub>2</sub> ที่สภาวะกระตุ้น หลังจากนั้น NO<sub>2</sub> ที่สภาวะกระตุ้นจะคืนกลับที่สภาวะพลังงานพื้นฐาน (ground energy state) โดยการปลดปล่อยโฟตอนทำให้เกิดแสง ซึ่งแสงที่ถูกปลดปล่อยออกมาจะเป็นสัดส่วนกับความเข้มข้นของ NO แสงที่ถูกปลดปล่อยจะถูกตรวจจับด้วยเครื่อง optical filter-photomultiplier เมื่อตรวจจับแสงแล้วจะส่งสัญญาณไปยังวงจรถอดรหัสเพื่อคำนวณเป็นค่าความเข้มข้นของ NOx

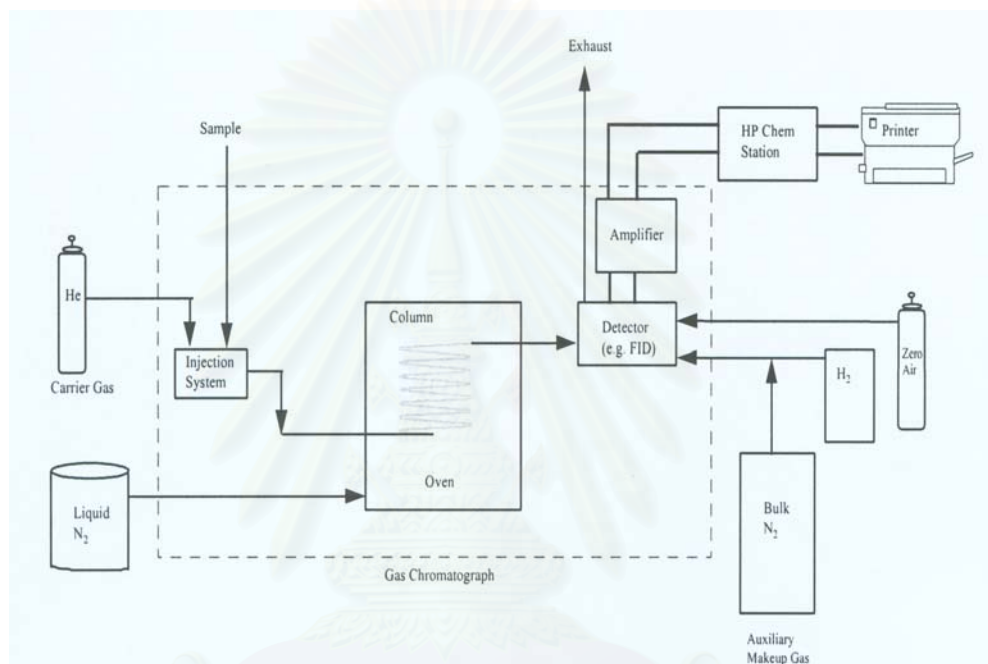
ในส่วนของผู้ใช้งานสิ่งจำเป็น คือ จะต้องทราบคุณลักษณะของเครื่องวิเคราะห์ CL ซึ่ง CL analyzer บางเครื่องไม่เป็นเชิงเส้น จำเป็นต้องปรับเทียบค่าหลายจุด เพื่อให้แน่ใจว่าเครื่องเปลี่ยน NOx ทำงานที่ประสิทธิภาพสูงสุด และการตอบสนองของ CL analyzer เป็นสัดส่วนโดยตรงกับอัตราการไหลเชิงปริมาตรของตัวอย่าง ในรูปที่(2-26)แสดง flow diagram ของรูปแบบเครื่องวิเคราะห์ Chemiluminescence



รูปที่ 2-26 แสดง Chemiluminescence Analyzer [2]

#### 2.2.6.4 Gas Chromatograph(GC)

GC ใช้สำหรับแยกส่วนประกอบของไฮโดรคาร์บอนแต่ละชนิดด้วยวิธีการเฉพาะ ระบบใช้คอลัมน์ยาวบรรจุวัสดุเช่น อลูมินาหรือซิลิกาเจล ซึ่งส่วนประกอบแต่ละชนิดของไฮโดรคาร์บอนตัวอย่างจะไหลผ่านคอลัมน์ที่อัตราเร็วแตกต่างกัน โดยทั่วไปไฮโดรคาร์บอนที่เบาจะเคลื่อนที่ผ่านคอลัมน์อย่างรวดเร็ว หลังจากผ่านคอลัมน์ก๊าซจะผ่านเข้าไปในเครื่องวิเคราะห์หอินฟราเรดเพื่อหาความเข้มข้นของส่วนประกอบแต่ละชนิด รูปที่ 2-27 แสดงภาพอุปกรณ์ Gas Chromatograph



รูปที่ 2-27 แสดงภาพอุปกรณ์ Gas Chromatograph [2]

### 2.3 เอกสารและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

Wattanavichien, K [3] ได้พัฒนาเครื่องยนต์ Ford EA26 3.9 L สำหรับใช้กับก๊าซธรรมชาติ โดยการปรับปรุงห้องเผาไหม้ให้มีค่าการไหลวนชนิด tumble พร้อมกับปรับทิศทางการ squish เพื่อเพิ่มความเร็วเปลวไฟและลดการเขบบริเวณ end gas ผลที่ได้สามารถเพิ่มอัตราส่วนกำลังอัดของเครื่องยนต์(เดิม 9:1) ได้สูงถึง 15.7:1 เครื่องยนต์ก๊าซธรรมชาติดังกล่าวสามารถทำงานที่ส่วนผสมบางและให้ประสิทธิภาพการแปลงเชื้อเพลิงเป็นพลังงาน (fuel conversion efficiency) เกินกว่าร้อยละ 40 โดยมีกำลังเทียบเท่าหรือสูงกว่าการใช้เชื้อเพลิงก๊าซโซลีน

J.A. Carton และคณะ [4] การศึกษานี้มีจุดประสงค์เพื่อพัฒนาการใช้ก๊าซ LPG (Liquified Petroleum Gas) มาเป็นเชื้อเพลิงในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยหัวเทียน (SI engine) ซึ่งมีการศึกษาการออกแบบถังเก็บและระบบจ่ายเชื้อเพลิง LPG พร้อมทั้งดัดแปลงเครื่องยนต์ด้วยการเพิ่มอัตราส่วนกำลังอัดโดยการใช้ domed piston ดัดแปลงระบบการฉีดเชื้อเพลิงไอ การควบคุมอิเล็กทรอนิกส์และใช้ catalyst ชนิดพิเศษ ในส่วนระบบฉีดเชื้อเพลิงไอ การออกแบบจะประกอบด้วย ตัวทำให้เป็นไอที่อุณหภูมิเย็น และหัวฉีดไอ LPG ที่ความดัน 276 kPa (40 psi) สรุปการศึกษาพบว่าสมรรถนะและ efficiency ของเครื่องยนต์เชื้อเพลิง LPG ดีเทียบเท่ากับหรือมากกว่าเครื่องยนต์เชื้อเพลิงเบนซิน ในส่วนของ emissions พบว่ารถยนต์ LPG มีต่ำกว่ารถยนต์เบนซิน

Kichiro Kato และคณะ [5] รายงานเกี่ยวกับผลงานที่บริษัทโตโยต้ามอเตอร์ที่ได้มีการพัฒนารถยนต์ Camry ให้ใช้ก๊าซ CNG ซึ่งจะทำให้ emission เป็นศูนย์ และเหมาะสมกับความต้องการใช้เชื้อเพลิงทดแทนที่เพิ่มขึ้น เครื่องยนต์ใหม่ที่มีการใช้เชื้อเพลิง CNG เป็นเครื่องยนต์ที่ดัดแปลงมาจากเครื่องยนต์เบนซิน 2.2 ลิตร โดยก่อนดัดแปลงเครื่องยนต์พบว่าเมื่อเครื่องยนต์ใช้ก๊าซ CNG จะให้ค่าแรงบิดและกำลังต่ำกว่าการใช้เชื้อเพลิงเบนซิน ในเครื่องยนต์ใหม่จะมีอัตราส่วนกำลังอัดสูงขึ้น วาล์วไอดีจะปิดเร็วขึ้น มีการเพิ่มระยะยกวาล์วไอดีและวาล์วไอเสีย และมีการใช้ muffler ในการลด back pressure กับเสียง ดังนั้นจึงทำให้เกิดการสูญเสียของกำลังเครื่องยนต์ ในส่วนการลด emission ไอเสียจะทำโดยเลือกกระบอกการฉีดแบบ multi port และพัฒนาหัวฉีดกับ pressure regulator ใหม่ ในขณะเดียวกันก็จะควบคุมอัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงและมีการใช้ catalysts ชนิดพิเศษสำหรับก๊าซไอเสีย CNG สรุปผลเครื่องยนต์ CNG พบว่ากำลังที่ได้ใกล้เคียงกับของเครื่องยนต์เบนซินและเป็นไปตามมาตรฐาน California SULEV exhaust emission ซึ่งเริ่มนำมาใช้ในเดือนพฤศจิกายน 1998

W. Scott Wayne และคณะ [6] ศึกษาตัวแปรของการควบคุมการ knock สำหรับเครื่องยนต์ Bi-fuel ซึ่งพบว่าการเปลี่ยนเชื้อเพลิงในเครื่องยนต์ก๊าซโซลีน จะทำให้ความสามารถในการเผาไหม้ไม่เต็มที่ ดังนั้นการแก้ไขกำลังที่สูญเสียไปในเครื่องยนต์ก๊าซโซลีนจากการใช้ CNG จะทำได้โดยการเพิ่มอัตราส่วนกำลังอัด ซึ่งในก๊าซ CNG มีความต้านทานการ knock สูง แต่อย่างไรก็ตามเมื่อใช้ก๊าซโซลีนที่อัตราส่วนกำลังอัดสูงจะทำให้เกิดการ knock เพราะฉะนั้นจึงมีการเปลี่ยนแปลงช่วงการทำงานของวาล์วไอดีร่วมกันกับการปรับช่วงการฉีด และใช้ EGR ที่ควบคุมด้วยระบบอิเล็กทรอนิกส์ เพื่อทำการควบคุมการ knock บนเครื่องยนต์ Bi-fuel เมื่อใช้เชื้อเพลิงก๊าซโซลีนที่อัตราส่วนกำลังอัดสูงขึ้น Dynamometer testing ทำงานบนเครื่องยนต์ Saturn 1.9 ลิตร 4 สูบ dual-overhead-cam ติดตั้งลูกสูบกำลังอัด 12.7 : 1 โครงสร้าง cam ที่ทดสอบประกอบด้วยระยะ retarded 18 องศาและ 38 องศา และมีการออกแบบช่วง cam พิเศษยาว 292 องศา ซึ่ง

knock ที่ปรากฏขึ้นหาได้จากข้อมูลความดันในระบบสูบและกำลัง ส่วนสมรรถนะวัดจากแรงบิด และ emissions ในส่วนโมเดลเครื่องยนต์ทางเทอร์โมไดนามิกส์จะถูกพัฒนาเพื่อใช้ทำนายการเกิด knock ของเครื่องยนต์ที่มีการเปลี่ยนโครงสร้างและสภาวะการทำงาน ความถูกต้องของโมเดลจะถูกปรับตั้งตามข้อมูลการทดลองและการเทียบบัญญัติไตรยางค์ ผลสรุปในโมเดลแสดงให้เห็นว่าเครื่องยนต์ที่มีการใช้ทั้งก๊าซโซลีนและ CNG จะทำงานที่อัตราส่วนกำลังอัด 11.5:1 และมี intake cam duration สำหรับก๊าซโซลีน 274 องศา สำหรับ CNG 244 องศา

William J. Smith และคณะ [7] ได้ทำการศึกษาเปรียบเทียบประสิทธิภาพและมลพิษของเชื้อเพลิง gasoline และ LPG ในรถยนต์นั่งเครื่องยนต์ Rover K-16 ขนาด 1.4 ลิตร 4 สูบ เพลาถูกเบียวคู่ 16 วาล์ว จุดระเบิดด้วยหัวเทียน ภายใต้การทำงานสภาวะคงที่ โดยเครื่องยนต์จะมีการติดตั้งชุด LPG Conversion Kit, อุปกรณ์ควบคุมอัตราส่วนเชื้อเพลิงกับอากาศและ Catalytic Converter แบบ Three Way การทดสอบจะทำการที่สภาวะคงที่ ที่ความเร็วรอบ 2000, 3000 และ 4000 รอบต่อนาที และในแต่ละความเร็วปรับเปลี่ยนภาระเป็น 0%, 25%, 50%, 75% และ 100% ของภาระสูงสุด โดยการทดสอบจะเริ่มด้วยเชื้อเพลิง gasoline ให้ครบทั้งหมด แล้วจึงเปลี่ยนเป็นเชื้อเพลิง LPG เดินเครื่องประมาณ 30 นาที จึงจะทำการเริ่มวัดทั้งหมด สำหรับการวัดมลพิษจะมีการวัดทั้งก่อนและหลัง Catalytic Converter ผลการทดสอบที่ได้พบว่า ค่า BMEP สูงสุดของ gasoline มากกว่า LPG และที่ภาระสูงสุดค่า Brake Thermal Efficiency ของ gasoline สูงกว่า LPG ประมาณ 8% สำหรับแนวโน้มมลพิษไอเสียพบว่า gasoline มี CO สูงกว่า 17%, ต่ำกว่า 9%, สูงกว่า 19% มี HC ต่ำกว่า 37%, 33%, 26% มี NOx ต่ำกว่า 29%, 5%, 2% ที่ความเร็วรอบ 2000, 3000 และ 4000 รอบต่อนาทีตามลำดับ

คณิต วัฒนวิเชียร [8] เสนอแนะหลักการปรับปรุงเครื่องยนต์ OEM ให้เหมาะสมกับการใช้เชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติ การหาค่ากำลังอัดและค่าส่วนผสมที่เหมาะสม พร้อมแสดงตัวอย่างกรณีศึกษา สำหรับค่าส่วนผสมที่เหมาะสมจะหาจากการปรับส่วนผสมเชื้อเพลิงของเครื่องยนต์ให้อยู่ในช่วงสารผสมบาง(lean)จนเข้าใกล้จุดที่จะทำให้เครื่องยนต์เกิดการเขก ซึ่งทำให้ได้การบริโภคเชื้อเพลิงลดลง 15-20% จากช่วงสารผสมสมมูล(stoichiometric) จากบทความผลที่ได้จะมีค่าอัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงสามช่วง 1. ช่วงอัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงที่สภาวะสารผสมสมมูล(stoichiometric) 2. ช่วงอัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงที่ทำให้ได้ประสิทธิภาพสูงสุด(maximum efficiency) 3. ช่วงอัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงที่ได้ประสิทธิภาพเหมาะสมที่สุด(optimum efficiency) โดยที่แรงบิดช่วงกลางพบว่าประสิทธิภาพสูงสุดสูงกว่าประสิทธิภาพในช่วงอัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงสมมูลประมาณ 3-4% ส่วนการหาค่ากำลังอัดที่เหมาะสมในเครื่องยนต์ SI พบว่าขอบเขตของค่าอัตราส่วนกำลังอัดสามารถบ่งบอกโดยสภาวะการน็อกของเครื่องยนต์ได้ แต่เนื่องจากการเขกของเครื่องยนต์สามารถเกิดได้หลายปัจจัย เช่น คุณภาพของเชื้อเพลิง

พารามิเตอร์การออกแบบเครื่องยนต์และสภาวะการทำงานของเครื่องยนต์ จึงเป็นการยากที่จะวิเคราะห์ขอบเขตของอัตราส่วนกำลังอัดจากการเขกของเครื่องยนต์ สำหรับการเพิ่มอัตราส่วนกำลังอัดจะส่งผลให้ปริมาณไฮโดรคาร์บอนที่ยังไม่เผาไหม้สูงขึ้น เนื่องจากการเพิ่มขึ้นของอัตราส่วนระหว่างปริมาตรช่องว่างในห้องเผาไหม้กับปริมาตรในห้องเผาไหม้และการเพิ่มขึ้นของความดันในช่วงการอัดทำให้ส่วนผสมเข้าไปอยู่ในช่องว่างมากขึ้น สรุปจากบทความนี้ได้ว่าเครื่องยนต์ก๊าซธรรมชาติที่พิจารณาที่มีสมรรถนะสูงขึ้นเมื่อทำงานที่สภาวะส่วนผสมบางและอัตราส่วนกำลังอัดสูงมาก แต่ถ้าต้องการให้ความสามารถในการขับซีดี มีมลพิษต่ำ จะขึ้นอยู่กับ การออกแบบระบบการเผาไหม้ของเครื่องยนต์ก๊าซธรรมชาติให้ทำงานที่สภาวะส่วนผสมบางและอัตราส่วนกำลังอัดสูง

คณิต วัฒนวิเชียร [9] แนะนำเทคนิคการควบคุมการจ่ายเชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติในเครื่องยนต์ชนิด SI และเสนอแนะวิธีการหาค่าส่วนผสมที่เหมาะสม ทั้งที่มีใช้อยู่ทั่วไปและจากประสบการณ์การออกแบบและศึกษาวิจัยของผู้เขียน สำหรับส่วนผสมที่ต้องการคือที่สภาวะสารผสมบางเพื่อที่จะได้ประหยัดเชื้อเพลิง โดยปกติระบบการลดความดันมี 2 แบบ แบบแรกเป็นการลดความดันขั้นตอนเดียว ซึ่งเมื่อได้รับก๊าซธรรมชาติจากถังเก็บ(ที่ความดัน 200-300 atm เมื่อเติมเต็ม)อุปกรณ์ลดความดันจะทำการปรับความดันให้มาอยู่ที่ความดันปานกลาง(2-10 atm) หรือความดันสูง(>10 atm) แบบที่สองเป็นการลดความดันสองขั้นตอนซึ่งมีการใช้ความร้อนจากน้ำหล่อเย็นเครื่องยนต์ ให้ได้ก๊าซที่มีความดันต่ำ( $\pm 2$  kPa) ดังนั้นระบบการควบคุมการจ่ายก๊าซจึงขึ้นอยู่กับรูปแบบการลดความดัน ถ้าเป็นระบบลดความดันสองขั้นตอนการควบคุมการจ่ายก๊าซจะประกอบด้วยตัวผสมเชื้อเพลิงกับอากาศแบบ FIXED VENTURI และแบบ VARIABLE VENTURI โดยที่แบบ VARIABLE จะสามารถปรับเปลี่ยนส่วนผสมตามอัตราการไหลของอากาศ ส่วนแบบ FIXED จะถูกควบคุมตามอัตราการไหลรวมและมีการปรับตั้งตัวปรับเดินเบาสำหรับระบบลดความดันขั้นตอนเดียวการควบคุมการจ่ายก๊าซจะเป็นระบบวาล์วเปิดปิดที่ถูกควบคุมด้วย DC servo motor หรือ stepping motor ซึ่งปริมาณการจ่ายก๊าซจะขึ้นอยู่กับรูจ่ายก๊าซและระยะเวลาในการเปิดปิดวาล์ว

วิสุทธิ์ กวยรักษา [10] เนื่องจากการใช้ก๊าซธรรมชาติในประเทศไทยมาจาก 2 แหล่ง คือ แหล่งอ่าวไทย ซึ่งประกอบด้วยหลักคือ มีเทน ( $CH_4$ ) และคาร์บอนไดออกไซด์ ( $CO_2$ ) ร้อยละ 72 และ 15 โดยปริมาตรตามลำดับ และแหล่งพม่า ซึ่งมีองค์ประกอบหลัก คือ มีเทนและไนโตรเจน ( $N_2$ ) ร้อยละ 72 และ 18 ตามลำดับ ซึ่งสัดส่วนองค์ประกอบของมีเทนและก๊าซเฉื่อยที่แตกต่างกันดังกล่าวมีผลต่อสมรรถนะของเครื่องยนต์ SI ดังนั้นในการศึกษานี้จึงแบ่งการทดสอบออกเป็น 2 ส่วน คือ การทดสอบความเร็วเปลวไฟกับซีดีจำกัดการติดไฟที่ส่วนผสมบาง และการทดสอบ



สมรรถนะของเครื่องยนต์สองสูบ Daihatsu AB 547 cc เมื่อนำน้ำมันก๊าซโซลีนและก๊าซผสมที่มีองค์ประกอบของมีเทนและก๊าซเฉื่อยต่างกันดังกล่าว มาเป็นเชื้อเพลิงทดสอบ จากผลการทดสอบความเร็วเปลวไฟพบว่า ความเร็วเปลวไฟแลมินาร์และขีดจำกัดการติดไฟที่ส่วนผสมบางของก๊าซธรรมชาติจากอ่าวไทยมีค่าสูงกว่าของก๊าซธรรมชาติจากแหล่งพม่า เนื่องจากสัดส่วนของสารประกอบไฮโดรคาร์บอนของก๊าซธรรมชาติจากอ่าวไทยสูงกว่าของก๊าซธรรมชาติจากแหล่งพม่า ส่วนผลการทดสอบสมรรถนะของเครื่องยนต์ก๊าซธรรมชาติ พบว่าสมรรถนะของการใช้ก๊าซธรรมชาติจากทั้งสองแหล่งตกลงอย่างมากเมื่อเทียบกับน้ำมันก๊าซโซลีน เนื่องจากค่าความร้อนที่ต่ำกว่าของก๊าซธรรมชาติ นอกจากนี้ค่าแรงบิดเบรกสูงสุดที่ได้จากเชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติอ่าวไทยมีค่าสูงกว่าค่าแรงบิดเบรกสูงสุดที่ได้จากเชื้อเพลิงก๊าซจากแหล่งพม่า ขณะที่ประสิทธิภาพเชิงความร้อนของก๊าซธรรมชาติจากแหล่งพม่าสูงกว่าของก๊าซธรรมชาติจากอ่าวไทย อันเป็นผลจากค่าความจุความร้อนของ  $\text{CO}_2$  ที่สูงกว่า  $\text{N}_2$  จึงมีผลต่อความดันและอุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้เป็นผลให้งานที่ได้มีค่าลดลง นอกจากนี้ที่ตำแหน่งลิ้นผีเสื้อเปิดสุด องศาจุดระเบิด MBT ของก๊าซธรรมชาติจากแหล่งพม่ามีค่าองศาล่วงหน้ามากกว่าของก๊าซธรรมชาติจากอ่าวไทย เนื่องจากมีความเร็วเปลวไฟที่ต่ำกว่าของก๊าซธรรมชาติจากอ่าวไทย และหากมีการนำก๊าซธรรมชาติจากพม่ามาทดแทนในรถยนต์ที่ปรับแต่งสำหรับก๊าซธรรมชาติจากอ่าวไทย โดยไม่มีการปรับแต่งเครื่องยนต์พบว่า แรงบิดเบรกและกำลังเบรกที่ได้จากการใช้ก๊าซธรรมชาติจากพม่ามีค่าต่ำกว่า และมีค่าต่ำกว่ามากขึ้นที่ความเร็วรอบสูงขึ้น อาจทำให้อัตราเร่งเลวลง เมื่อความเร็วรถยนต์เพิ่มขึ้น แต่เมื่อปรับมาใช้องศาจุดระเบิด MBT ของก๊าซธรรมชาติจากพม่า ทำให้ได้สมรรถนะสูงขึ้นโดยเห็นผลชัดเจนที่ความเร็วรอบปานกลาง ทั้งนี้ผลกระทบบดังกล่าวอาจมีค่าที่ไม่คงที่ หากคุณภาพก๊าซมีค่าแตกต่างกันแต่ละวัน

สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

## บทที่ 3

### ทฤษฎีเชื้อเพลิง

#### 3.1 ก๊าซธรรมชาติ (natural gas) [10]

##### 3.1.1 องค์ประกอบของก๊าซธรรมชาติ

ก๊าซธรรมชาติซึ่งเป็นสารไฮโดรคาร์บอนที่ก่อกำเนิดและสะสมตัวอยู่ใต้ผิวโลกนั้นมีหลายรูปแบบขึ้นอยู่กับโครงสร้างโมเลกุลของสารไฮโดรคาร์บอนที่เป็นองค์ประกอบ บางแห่งประกอบด้วยสารไฮโดรคาร์บอนจำพวกมีเทนอย่างเดียว บางแห่งประกอบด้วยสารไฮโดรคาร์บอนผสมกันหลายชนิด อันได้แก่ มีเทน อีเทน โพรเพน บิวเทน เพนเทน เฮกซ์เซน และอื่นๆ สัดส่วนขององค์ประกอบเหล่านี้ขึ้นอยู่กับสภาวะแวดล้อมของก๊าซแต่ละแหล่งที่พบ และเนื่องจากการที่ก๊าซธรรมชาติประกอบด้วยสารไฮโดรคาร์บอนหลายชนิด ดังนั้นกระบวนการแยกจึงมิได้เพียงเพื่อใช้ประโยชน์เป็นเชื้อเพลิงเท่านั้น แต่ยังมีวัตถุประสงค์เพื่อการใช้ประโยชน์อย่างอื่นอีก ก๊าซมีเทนใช้ประโยชน์เป็นเชื้อเพลิงในอุตสาหกรรม เป็นวัตถุดิบสำหรับการผลิตปุ๋ย และอัดใส่ถังใช้เป็นเชื้อเพลิงรถโดยสาร(เชื้อเพลิง CNG) อีเทนและโพรเพนถูกใช้เป็นวัตถุดิบในโรงงานอุตสาหกรรมปิโตรเคมี ส่วนก๊าซปิโตรเลียมเหลว(Liquefied petroleum gas - LPG) ซึ่งประกอบด้วยโพรเพนเป็นส่วนใหญ่และบิวเทน จะใช้เป็นเชื้อเพลิงหุงต้ม

องค์ประกอบของก๊าซธรรมชาติโดยทั่วไปประกอบด้วยมีเทนตั้งแต่ร้อยละ 70 ขึ้นไป นอกจากนั้นเป็นสารไฮโดรคาร์บอนหนัก (Heavier hydrocarbon) เช่น อีเทน ( $C_2H_6$ ) และโพรเพน ( $C_3H_8$ ) และก๊าซเฉื่อย อาทิ  $CO_2$  และ  $N_2$  เป็นต้น ทั้งนี้องค์ประกอบของแก๊สที่ส่งมาตามระบบท่อมีการเปลี่ยนแปลงตลอดเวลาเนื่องจากการเปลี่ยนแปลงสัดส่วนของก๊าซที่มาจากแหล่งกำเนิดและการเปลี่ยนแปลงองค์ประกอบของก๊าซในระหว่างการจัดส่งในระบบท่อ [13,14] สำหรับการเปรียบเทียบคุณสมบัติต่างๆ ระหว่าง gasoline กับก๊าซ propane และก๊าซ methane

##### 3.1.2 คุณสมบัติทางกายภาพของก๊าซธรรมชาติ

คุณสมบัติทางกายภาพและทางเคมีของแก๊สที่สำคัญซึ่งแสดงไว้ในตารางที่ 3-1 มีรายละเอียดที่สำคัญดังนี้

###### 3.1.2.1 ความถ่วงจำเพาะ (Specific gravity, S.G.)

ความถ่วงจำเพาะหรือแสดงเป็นความหนาแน่น โดยทั่วไปแก๊สธรรมชาติมีค่าความถ่วงจำเพาะประมาณ 0.7-0.8 จึงเบากว่าอากาศ ทำให้มีความปลอดภัยกว่าแก๊สปิโตรเลียมเหลว เมื่อรั่วไหลจะลอยขึ้นสู่ที่สูง ฟุ้งกระจายไปในอากาศ เนื่องจากแก๊สธรรมชาติจากอ่าวไทยมีปริมาณ

ของอีเทนและโพรเพนสูง ดังนั้นความหนาแน่นของแก๊สธรรมชาติจากอ่าวไทยจึงสูงกว่าของแก๊สธรรมชาติจากแหล่งพม่า

### 3.1.2.2 ขีดจำกัดการติดไฟ (Flammability limit)

ขีดจำกัดการติดไฟเป็นคุณสมบัติที่ขึ้นอยู่กับองค์ประกอบของเชื้อเพลิง โดยเป็นส่วนผสมที่เปลวไฟภายในห้องเผาไหม้สามารถรักษาการแพร่กระจายของเปลวไฟ (Flame propagation) อยู่ได้โดยอิสระจากแหล่งจุดระเบิดภายนอก ซึ่งเป็นคุณสมบัติที่มีความสัมพันธ์กับสมรรถนะของเครื่องยนต์ โดยเฉพาะการใช้ขีดจำกัดส่วนผสมบางกับการทำงานเครื่องยนต์ เป็นการเพิ่มประสิทธิภาพเชิงความร้อน (Thermal efficiency)

เชื้อเพลิงที่จะเกิดการเผาไหม้ได้นั้นต้องผสมกับอากาศในอัตราส่วนผสมที่พอเหมาะซึ่งอยู่ภายในช่วงของส่วนผสมเชื้อเพลิงกับอากาศที่สามารถลุกไหม้ได้ เรียกว่า พิสัยการลุกไหม้โดยแสดงค่าเป็นอัตราส่วนร้อยละ (%) ของปริมาตรแก๊สต่อปริมาตรอากาศ สำหรับพิสัยการลุกไหม้ของแก๊สธรรมชาติมีค่า 5 ถึง 19 โดยปริมาตร ดังแสดงในตารางที่ 3-1 เมื่อเปรียบเทียบกับน้ำมันก๊าดโซลิน (1.4-7.6) จะเห็นว่าแก๊สธรรมชาติมีพิสัยการลุกไหม้กว้างกว่า ส่วนรายละเอียดการคำนวณขีดจำกัดการติดไฟแสดงในภาคผนวก ข

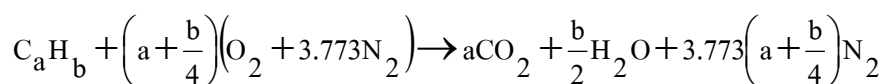
### 3.1.2.3 ค่าความร้อน (Heating value)

ค่าความร้อนที่สภาวะปกติของเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติสามารถคำนวณได้โดยอาศัยค่าผลรวมค่าความร้อนของเชื้อเพลิงแก๊สไฮโดรคาร์บอนแต่ละตัว ดังรายละเอียดแสดงในภาคผนวก ข

นอกจากนี้ยังต้องพิจารณา ความร้อนในการเผาไหม้ต่อหน่วยปริมาตรและต่อหน่วยน้ำหนัก ซึ่งมีผลต่อขนาดและน้ำหนักของถังบรรจุเชื้อเพลิงในยานยนต์ เพราะกำลังเครื่องยนต์ที่ได้แปรผันกับค่าความร้อนที่อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงทางทฤษฎี (Stoichiometric ratio)

### 3.1.2.4 อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงทางทฤษฎี (Stoichiometric ratio)

ในการปล่อยความร้อนจากเชื้อเพลิงนั้นจำเป็นต้องใช้ปริมาณอากาศที่เพียงพอ การที่อากาศไม่เพียงพอนั้นจะทำให้เกิดการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์ ในกรณีที่อากาศเกินนั้นจะทำให้สูญเสียความร้อนสัมผัส (Sensible Heat) การทราบปริมาณความต้องการอากาศทางทฤษฎี หรืออัตราส่วนของอากาศต่อเชื้อเพลิงทางทฤษฎีนั้นเป็นสิ่งสำคัญที่จะทำให้ทราบถึงการเผาไหม้ที่สมบูรณ์ สำหรับการเผาไหม้ทางทฤษฎีของเชื้อเพลิงไฮโดรคาร์บอนใดๆ ที่มีสูตรเป็น  $C_xH_y$  กับอากาศสามารถเขียนเป็นสมการเคมีได้ดังนี้



อัตราส่วนของอากาศต่อเชื้อเพลิงทางทฤษฎีสำหรับเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติซึ่งมีสารประกอบไฮโดรคาร์บอนหลายชนิดและแก๊สเฉื่อยเป็นองค์ประกอบ สามารถหาได้จากผลรวมของปริมาณความต้องการอากาศทางทฤษฎีของสารประกอบไฮโดรคาร์บอนแต่ละตัว ส่วนรายละเอียดแสดงในภาคผนวก ข

### 3.1.2.5 Wobbe index

พารามิเตอร์ที่สำคัญสำหรับเชื้อเพลิงแก๊ส คือ Wobbe index หรือ Wobbe number ซึ่งเป็นการวัด Interchangeability ของแก๊สโดยมีความสัมพันธ์กับการวัดเปรียบเทียบพลังงานความร้อนที่ไหลผ่านออริฟิซ โดยแก๊สที่มีค่า Wobbe index เท่ากันสามารถใช้ทดแทนกันได้โดยไม่ต้องเปลี่ยนอัตราส่วนสารผสมเชื้อเพลิงกับอากาศ เมื่อกำหนดวิธีการจ่ายเชื้อเพลิงเหมือนกัน Wobbe index ของเชื้อเพลิงต่างๆ สามารถคำนวณหาได้จากองค์ประกอบที่มีอยู่ในแก๊ส ดังสมการ

$$W = \frac{H}{\sqrt{S.G.}}$$

เมื่อ H เป็นค่าความร้อนเชิงปริมาตรของแก๊ส และ S.G. คือความถ่วงจำเพาะของแก๊ส

ค่า Wobbe index เป็นสัดส่วนโดยตรงกับค่าความร้อนของปริมาณแก๊สที่ไหลผ่านออริฟิซ เนื่องจากการ metering เชื้อเพลิงแก๊สใช้พื้นฐานของออริฟิซ ดังนั้นการเปลี่ยนแปลงค่า Wobbe index ของเชื้อเพลิงจะเป็นสัดส่วนต่อการเปลี่ยนแปลงปริมาณพลังงานที่ไหลผ่าน (rate of energy flow) และยังมีผลต่ออัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงด้วย [15,16]

### 3.1.2.6 เลขออกเทน

เป็นคุณสมบัติของเชื้อเพลิงที่แสดงความต้านทานการน็อกในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ การวัดค่าเหล่านี้แตกต่างกันหลายวิธี สำหรับน้ำมันก๊าดโซลีนและเชื้อเพลิงเหลวโดยทั่วไปใช้ค่า Research และ Motor octane number (RON และ MON) ในการบอกคุณสมบัตินี้ แต่สำหรับเชื้อเพลิงแก๊สนั้นการใช้ค่า RON นี้ไม่เหมาะสมเนื่องจากค่าที่ได้ไม่แม่นยำพอตามที่มาตรฐาน ASTM (American society for testing and materials) ได้กำหนด [15] สำหรับแก๊สธรรมชาติที่มีความต้านทานการน็อกได้ดีกว่าน้ำมันก๊าดโซลีน ทำให้สามารถใช้อัตราส่วนการอัดสูงกว่าน้ำมันก๊าดโซลีน เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพและกำลังที่ได้จากเครื่องยนต์

### 3.1.2.7 กลิ่น, สีและความเป็นพิษ

แก๊สธรรมชาติจากแหล่งผลิตจะไม่มีสี ไม่มีกลิ่น ดังนั้นในการขนส่งหรือในกระบวนการผลิตแก๊สธรรมชาติจึงต้องมีการเติมสารที่มีกลิ่นลงไปเพื่อความปลอดภัยในการใช้งาน เมื่อเกิดการรั่วไหลขึ้นจะสามารถได้กลิ่น และเตรียมการป้องกันได้

### 3.1.3 ผลจากการเปลี่ยนแปลงองค์ประกอบต่อคุณสมบัติและการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง

การเปลี่ยนแปลงองค์ประกอบของเชื้อเพลิงมีผลต่อคุณสมบัติและการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง ดังนี้

#### ความถ่วงจำเพาะ

จากสมการ  $G = x_1 G_1 + x_2 G_2 + \dots + x_n G_n$  เมื่อนำมาใช้พิจารณาเปรียบเทียบค่าความถ่วงจำเพาะ (G) ของเชื้อเพลิงแก๊สผสม 2 ชนิด ที่มีองค์ประกอบต่างกัน ผลของเศษส่วนโมล ( $x_i$ ) และความถ่วงจำเพาะ ( $G_i$ ) ขององค์ประกอบแต่ละตัวมีผลต่อความถ่วงจำเพาะของเชื้อเพลิง โดยสารไฮโดรคาร์บอนหนักจะมีค่าความถ่วงจำเพาะสูง สำหรับสารไฮโดรคาร์บอนที่มีอัตราส่วน H/C น้อยจะมีค่าความถ่วงจำเพาะสูง ส่วนความถ่วงจำเพาะของแก๊สเฉื่อย อาทิ  $N_2$  และ  $CO_2$  นั้น ความถ่วงจำเพาะของ  $CO_2$  ( $G=1.52$ ) สูงกว่าของ  $N_2$  ( $G=0.97$ )

#### ขีดจำกัดการติดไฟ

จากสมการในการคำนวณหาขีดจำกัดการติดไฟของเชื้อเพลิงแก๊สผสม Le chatelier's modification of mixture law ดังนี้

$$FL = \frac{100}{\frac{P_1}{N_1} + \frac{P_2}{N_2} + \dots + \frac{P_n}{N_n}}$$

โดย	FL	=	limit of flammability of mixture
	$P_1$	=	เปอร์เซ็นต์ของเชื้อเพลิงชนิดแรก
	$P_2$	=	เปอร์เซ็นต์ของเชื้อเพลิงชนิดที่สอง
	$P_n$	=	เปอร์เซ็นต์ของเชื้อเพลิงชนิดที่ n
	$N_1$	=	limit of flammability ของเชื้อเพลิงชนิดแรก
	$N_2$	=	limit of flammability ของเชื้อเพลิงชนิดที่สอง
	$N_n$	=	limit of flammability ของเชื้อเพลิงชนิดที่ n

โดยเชื้อเพลิงแก๊สผสมที่มีองค์ประกอบของสารไฮโดรคาร์บอนหนัก ทำให้ขีดจำกัดการติดไฟของเชื้อเพลิงแก๊สผสมบางลง หากแก๊สผสมมีองค์ประกอบของแก๊สเฉื่อยทำให้ขีดจำกัดการติดไฟที่ส่วนผสมบาง (Lean flammability limit) หนาขึ้น

#### ค่าความร้อน

จากสมการ  $H = x_1H_1 + x_2H_2 + \dots + x_nH_n$  เมื่อพิจารณาเปรียบเทียบค่าความร้อนระหว่างเชื้อเพลิงแก๊สผสม 2 ชนิด พบว่ามีผลจากเศษส่วนโมล ( $x_i$ ) และค่าความร้อน ( $H_i$ ) ขององค์ประกอบแต่ละตัวต่อค่าความร้อนของเชื้อเพลิง โดยสารไฮโดรคาร์บอนที่มีอัตราส่วน H/C น้อย อาทิ อีเทนและโพรเพน จะมีค่าความร้อนมาก หากแก๊สผสมมีองค์ประกอบของแก๊สเฉื่อยทำให้ค่าความร้อนของส่วนผสมลดลง

#### อัตราส่วนของอากาศต่อเชื้อเพลิงทางทฤษฎี

ในการหามวลอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้ให้สมบูรณ์ของเชื้อเพลิงแก๊สผสม 1 หน่วย ปริมาตรหากมีองค์ประกอบของสารประกอบไฮโดรคาร์บอน จำเป็นต้องใช้  $O_2$  ในอากาศมาเป็นสารตั้งต้นสำหรับการเกิดปฏิกิริยาออกซิเดชัน (oxidation) แต่สำหรับแก๊สเฉื่อยซึ่งยากแก่การเกิดปฏิกิริยาจึงไม่คิดปริมาณความต้องการใช้อากาศ ดังนั้นหากแก๊สผสมที่มีองค์ประกอบของแก๊สเฉื่อยผสมกับสารประกอบไฮโดรคาร์บอนจะมีอัตราส่วนของอากาศต่อเชื้อเพลิงทางทฤษฎี น้อยกว่าเชื้อเพลิงสารประกอบไฮโดรคาร์บอนล้วน

#### Wobbe index

จากความสัมพันธ์ระหว่างองค์ประกอบแก๊สเฉื่อยที่ผสมในเชื้อเพลิงกับ Wobbe Index พบว่า  $CO_2$  มีประสิทธิผลในการลด Wobbe Index กว่า  $N_2$  เนื่องจากความหนาแน่นของ  $CO_2$  สูงกว่า ของ  $N_2$  [16]

### 3.1.4 ระบบการจ่ายเชื้อเพลิง

รูปแบบการจ่ายเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติสามารถทำได้ 3 แบบดังนี้

1.แบบคาร์บูเรชัน (Carburetion) ใช้อากาศไหลผ่านตัวกีดขวาง (Restriction) เกิดความดันตกคร่อมที่คอคอด (Throat) ทำให้เชื้อเพลิงถูกดูดไปตามสายธารอากาศด้วยความเร็ว Subsonic (Unchoked) โดยอัตราการไหลของเชื้อเพลิงขึ้นอยู่กับอัตราการไหลของอากาศตามความเร็วรอบและภาวะของเครื่องยนต์

2.แบบฉีดเชื้อเพลิงเข้าสู่ท่อร่วมไอดี เป็นการจ่ายเชื้อเพลิงเข้าไปในท่อไอดีบริเวณก่อนเข้าสู่ห้องเผาไหม้โดยใช้หัวฉีด ปริมาณการฉีดเชื้อเพลิงขึ้นอยู่กับสภาวะการทำงาน of เครื่องยนต์ เช่น ความเร็วรอบ ความดันสัมบูรณ์ในท่อร่วมไอดีและองศาการเปิดลิ้นปีกผีเสื้อ ซึ่งถูกปรับให้เหมาะสมด้วยระบบทางกลหรือทางไฟฟ้า โดยอัตราการไหลของเชื้อเพลิงเป็นไปตามค่าที่ได้จากการปรับแต่งเครื่องยนต์ให้เหมาะกับแต่ละสภาวะการทำงาน ซึ่งแตกต่างจากรูปแบบคาร์บูเรชันที่อัตราการไหลของเชื้อเพลิงขึ้นอยู่กับอัตราการไหลของอากาศ ทั้งนี้อัตราการไหลเชิงปริมาตรของส่วนผสมทั้งหมดมีค่าคงที่ ณ สภาวะการทำงานหนึ่ง ๆ ทำให้อัตราการไหลของอากาศขึ้นอยู่กับอัตราการไหลของเชื้อเพลิงซึ่งเป็นจริงเมื่อสภาวะการไหลเป็นแบบ Choked (Sonic) และ Unchoked (Subsonic)

3.แบบฉีดเชื้อเพลิงเข้าสู่ห้องเผาไหม้โดยตรง (Direct injection) เป็นการจ่ายเชื้อเพลิงที่ความดันสูง โดยเชื้อเพลิงถูกฉีดตรงเข้าห้องเผาไหม้

### 3.1.5 พารามิเตอร์ที่ใช้ในการออกแบบและการทำงานของเครื่องยนต์

สมรรถนะหรือความสามารถในการทำงานของเครื่องยนต์ถูกกำหนดโดยพารามิเตอร์ต่างๆ ดังต่อไปนี้

#### 3.1.5.1 กำลัง (Power)

กำลังจากเครื่องยนต์เป็นค่าที่ใช้กำหนดสมรรถนะและกำหนดภาระที่เครื่องยนต์นำไปใช้งาน อยู่ในเทอมของกำลังเบรก (Brake power,  $P_b$ ) ถ้ามีแรงบิดที่ได้จากเพลาชัป T ความสัมพันธ์ของกำลังเบรกต่อแรงบิดและรอบการหมุน N หาได้จาก

$$P_b = 2\pi NT$$

#### 3.1.5.2 ความดันยังผลเฉลี่ย (mean effective pressure)

ในขณะที่แรงบิดและกำลังใช้วัดความสามารถในการทำงานของเครื่องยนต์ซึ่งขึ้นอยู่กับขนาดของเครื่องยนต์ จึงมีการกำหนดการวัดสมรรถนะของเครื่องยนต์ที่ใช้ในการเปรียบเทียบขึ้น โดยหาได้จากการหารงานต่อวัฏจักรด้วยปริมาตรการกระจัด (Displacement volume,  $V_d$ ) ต่อวัฏจักร ค่าที่ได้เรียกว่าความดันยังผลเฉลี่ย (Mean effective pressure, mep)

$$mep = \frac{W_c}{V_d}$$

หน่วยของ mep เป็นหน่วยของความดัน นอกจากนี้ยังสามารถแสดงในเทอมของ imep และ bmep ได้สำหรับเทอมของกำลังและแรงบิดจากสมการ

$$m_{ep} = \frac{n_R P}{n_C V_d N} = \frac{2\pi n_R T}{n_C V_d}$$

โดยที่  $n_C$  เป็นจำนวนลูกสูบและ  $n_R$  เป็นจำนวนรอบการหมุนของเพลลาข้อเหวี่ยงที่ได้จังหวะกำลัง 1 จังหวะสำหรับเครื่องยนต์สองจังหวะ  $n_R = 1$  และเครื่องยนต์สี่จังหวะ  $n_R = 2$

$m_{ep}$  สูงสุดของเครื่องยนต์แต่ละชนิดที่ถูกออกแบบอย่างดี มักจะมีค่าเกือบคงที่ตลอดเวลาดังนั้นจึงสามารถนำ  $b_{mep}$  ที่กำหนดไว้ไปใช้ในการเปรียบเทียบกับค่าที่ได้จริงเพื่อประเมินว่าเครื่องยนต์นี้ได้ใช้ปริมาตรกระจัดได้อย่างมีประสิทธิภาพมากน้อยเพียงใด

### 3.1.5.3 การบริโภคเชื้อเพลิงจำเพาะและประสิทธิภาพ

ในการทดสอบเครื่องยนต์ การบริโภคเชื้อเพลิงจะถูกวัดเป็นอัตราการไหลของมวลเชื้อเพลิง ( $m_f$ ) ซึ่งเครื่องยนต์ขนาดใหญ่จะสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงมาก ดังนั้นเพื่อให้สามารถนำไปใช้ในการเปรียบเทียบได้ จึงกำหนดในรูปแบบของการบริโภคเชื้อเพลิงจำเพาะ (Specific fuel consumption, sfc) เป็นอัตราการไหลของมวลเชื้อเพลิงต่อหน่วยกำลังที่ให้ออกมา และเป็นการวัดประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ในการใช้เชื้อเพลิงเพื่อผลิตงานออกมา

$$sfc = \frac{m_f}{P}$$

ค่า sfc ที่ต่ำบ่งชี้การนำพลังงานไปใช้ได้ดี โดยทั่วไปแล้วจะคำนวณในรูปแบบของการบริโภคเชื้อเพลิงจำเพาะเบรก (Brake specific fuel consumption, bsfc) คืออัตราการไหลของมวลเชื้อเพลิงต่อหน่วยกำลังเบรกที่ให้ออกมา

เพื่อความสะดวกในการใช้งาน ได้มีการกำหนดค่าที่ใช้วัดประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ในรูปแบบของค่าที่ไม่มีหน่วยขึ้น คืออัตราส่วนระหว่างงานที่ได้ต่อวัฏจักรกับพลังงานของเชื้อเพลิงที่ใส่เข้าไปต่อวัฏจักร โดยพลังงานเชื้อเพลิงที่สามารถปล่อยออกมาจากการเผาไหม้จะหาได้จากมวลของเชื้อเพลิงที่ส่งเข้าไปในเครื่องยนต์ต่อวัฏจักรคูณด้วยค่าความร้อนของเชื้อเพลิง อัตราส่วนนี้เรียกว่า ประสิทธิภาพเชิงความร้อน (Thermal efficiency,  $\eta_{th}$ )

$$\eta_{th} = \frac{W_c}{m_f Q_{HV}} = \frac{P}{\dot{m}_f Q_{HV}}$$

โดย  $m_f$  เป็นมวลของเชื้อเพลิงที่ถูกนำเข้าสู่ต่อวัฏจักรและ  $Q_{HV}$  เป็นค่าความร้อนของเชื้อเพลิง สามารถหาความสัมพันธ์ระหว่างการบริโภคเชื้อเพลิงจำเพาะกับประสิทธิภาพเชิงความร้อนดังนี้

$$\eta_{th} = \frac{1}{sfc Q_{HV}}$$



### 3.1.5.4 อัตราการใช้พลังงานต่อระยะทาง

ในการทดสอบจะทำการวัดค่าออกมาเป็นค่าอัตราการใช้พลังงานต่อระยะทาง ซึ่งในบางครั้งเชื้อเพลิงมีหน่วยไม่เท่ากัน เช่น มีหน่วยเป็น kg หรือ Liter ต่อระยะทาง(km) ดังนั้นเพื่อให้สามารถนำไปใช้ในการเปรียบเทียบได้ จึงกำหนดในรูปแบบของการใช้พลังงานต่อระยะทาง เป็นค่าที่บ่งบอกถึงพลังงานที่ถูกใช้ไป โดยพิจารณาหาค่าพลังงานจากปริมาณเชื้อเพลิงที่เครื่องยนต์บริโภค ซึ่งจะคิดจากค่าความร้อนของเชื้อเพลิงต่อหน่วยปริมาณเชื้อเพลิง ทำให้การใช้พลังงานต่อระยะทางมีหน่วยเป็น MJ/km เพื่อสามารถนำมาเปรียบเทียบระหว่างสองเชื้อเพลิงที่มีหน่วยเชื้อเพลิงแตกต่างกันได้

### 3.1.6 การใช้แก๊สธรรมชาติเป็นเชื้อเพลิงในเครื่องยนต์

#### 3.1.6.1 ข้อดีและข้อด้อยของการใช้แก๊สธรรมชาติในเครื่องยนต์

##### 1.แก๊สไอเสีย (Emission)

แก๊สธรรมชาติไม่มีสารพิษจำพวกสารประกอบของตะกั่ว (Lead) หรือสารประกอบจำพวกอัลดีไฮด์ (aldehydes) ซึ่งใช้เติมในก๊าซโซลีนเพื่อเพิ่มค่าออกเทน และเนื่องจากแก๊สธรรมชาติมีปริมาณกำมะถันผสมอยู่น้อยทำให้เกิดแก๊สซัลเฟอร์ไดออกไซด์น้อยมาก คาร์บอนมอนนอกไซด์และไฮโดรคาร์บอนที่เกิดขึ้นน้อย ทำให้แก๊สไอเสียที่ออกมาค่อนข้างสะอาด

##### 2.กำลังที่ได้ (Power output)

เครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติส่วนใหญ่สามารถทำงานที่ส่วนผสมบาง และปริมาตรของเชื้อเพลิงที่เข้าไปในเครื่องยนต์มากกว่าทำให้เวลาในการเผาไหม้ส่วนผสมระหว่างแก๊สธรรมชาติกับอากาศในห้องเผาไหม้นานกว่าส่วนผสมของน้ำมันก๊าซโซลีนกับอากาศ นอกจากนี้แก๊สธรรมชาติซึ่งถูกป้อนให้แก่เครื่องยนต์ในสภาพที่เป็นแก๊สอย่างสมบูรณ์จะเข้าแทนที่อากาศ ทำให้ประสิทธิภาพเชิงปริมาตร (Volumetric efficiency) ลดลง โดยเฉพาะอย่างยิ่งที่ความเร็วสูงๆ

ปัจจัยอื่นที่ทำให้กำลังของเครื่องยนต์ที่ใช้แก๊สธรรมชาติต่ำกว่าน้ำมันก๊าซโซลีน คือ การนำแก๊สธรรมชาติที่มีเลขออกเทนสูงมาใช้กับเครื่องยนต์ก๊าซโซลีนซึ่งมีอัตราส่วนการอัดต่ำนั้น คือ ไม่สามารถนำข้อดีส่วนนี้มาใช้ได้นอกจากนำไปใช้กับเครื่องยนต์ที่ได้รับการออกแบบมาเพื่อใช้เฉพาะกับแก๊สธรรมชาติซึ่งค่าอัตราส่วนการอัดที่เหมาะสม [3]

### 3. น้ำมันเครื่อง (Engine oil)

เครื่องยนต์ก๊าซโซลีนที่ทำงานมาก ปฏิกริยาออกซิเดชันก็จะเพิ่มขึ้น น้ำมันเครื่องก็จะค่อยๆ เสื่อมคุณภาพลงไปเรื่อยๆ แต่การใช้แก๊สธรรมชาติกับเครื่องยนต์ 4 จังหวะนั้นแก๊สธรรมชาติเข้าสู่ห้องเผาไหม้ในลักษณะของแก๊สสมบูรณ์ (Dry gas) ทำให้การเผาไหม้สมบูรณ์ จึงเกิดเขม่าคาร์บอนและตะกอนน้อย จึงทำให้น้ำมันเครื่องสกปรกเสียหายน้อยกว่า อายุการใช้งานของน้ำมันเครื่องจึงยาวนานขึ้นกว่าเมื่อใช้น้ำมันก๊าซโซลีนเป็นเชื้อเพลิง

### 4. การน็อกของเครื่องยนต์ (Knocking)

แก๊สธรรมชาติมีเลขออกเทนค่อนข้างสูงเมื่อเทียบกับน้ำมันก๊าซโซลีน [15] ดังนั้นจึงสามารถใช้แก๊สธรรมชาติในเครื่องยนต์ที่มีอัตราส่วนการอัด (Compression ratio) สูงได้ โดยไม่เกิดการน็อก

#### 3.1.6.2 สมรรถนะของเครื่องยนต์แก๊สธรรมชาติเมื่อเทียบกับน้ำมันก๊าซโซลีน

ผลจากการใช้แก๊สธรรมชาติในเครื่องยนต์มักพบว่า กำลังและแรงบิดของเครื่องยนต์จะตกลงทุกความเร็วรอบ เนื่องจากแก๊สธรรมชาติเข้าไปแทนที่อากาศ ทำให้ปริมาณอากาศเข้ากระบอกสูบลดลงและมีแก๊สเฉื่อยที่ไม่ช่วยในการเผาไหม้ ทำให้ปริมาตรของเชื้อเพลิงสูญเสียไปส่วนหนึ่ง และค่าความร้อนของแก๊สธรรมชาติลดลง [10]

### 3.2 ก๊าซหุงต้ม (Liquified Petroleum Gas, LPG)

#### 3.2.1 ความรู้พื้นฐานเกี่ยวกับก๊าซหุงต้มและคุณสมบัติของเชื้อเพลิงที่มีผลต่อสมรรถนะของเครื่องยนต์

ก๊าซหุงต้มหรือ LPG เป็นผลิตภัณฑ์ที่ได้จากปิโตรเลียม อาจมาจากการกลั่นน้ำมันดิบ หรือมาจากการกระบวนการแยกแก๊สธรรมชาติ เป็นก๊าซไม่มีสี ประกอบด้วยโพรเพน และ บิวเทน หากมาจากการแยกแก๊สธรรมชาติจะมีโพรเพนเป็นองค์ประกอบหลัก หากมาจากการกลั่นน้ำมันดิบจะมีบิวเทนเป็นองค์ประกอบหลัก สำหรับที่จำหน่ายในท้องตลาดในเมืองไทย ผู้ผลิตจะปรับสัดส่วนให้เป็น โพรเพน 60% และบิวเทน 40% โดยปริมาตร ก่อนจัดจำหน่าย ทั้งนี้แต่ละประเทศจะใช้สัดส่วนก๊าซหุงต้มที่แตกต่างกันไปขึ้นอยู่กับแหล่งผลิตและคุณสมบัติที่ต้องการ เช่น ในภูมิภาคที่มีอากาศหนาวจะกำหนดให้มีบิวเทนเป็นส่วนมาก เนื่องจากมีค่าความดันไอต่ำกว่า (2.85 atm) จึงระเหยเป็นก๊าซได้ง่ายที่อุณหภูมิต่ำ และที่สหรัฐอเมริกาซึ่งนิยมเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ กว่า 90% โดยปริมาตรในก๊าซหุงต้มจึงเป็นโพรเพน เนื่องจากมีค่าออกเทนัมเบอร์สูงกว่า บิวเทน จึงเหมาะกับการนำมาใช้ในเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟเพราะสามารถต้านทาน

การน็อกได้มากกว่า แต่อย่างไรก็ตามการที่ก๊าซหุงต้มมีความหนาแน่นน้อยกว่าน้ำมันเชื้อเพลิง และแทนที่อากาศในห้องเผาไหม้ทำให้กำลังสูงสุดที่ได้ออกมาต่ำลงเล็กน้อย ก๊าซหุงต้มที่สภาวะปกติจะอยู่ในสถานะก๊าซ และจะเป็นของเหลวที่ความดันสูง(สูงกว่า 8 atm ที่อุณหภูมิห้อง) ด้วยความที่ก๊าซหุงต้มเป็นก๊าซแห้งเมื่อนำมาใช้ในเครื่องยนต์การเผาไหม้จะสะอาดกว่า แต่หากการปรับแต่งส่วนผสมมีสัดส่วนค่อนข้างหนาและมีเชื้อเพลิงส่วนที่เกิดปฏิกิริยาเผาไหม้ไปในช่วงการคายไอเสียมากเกินไปอาจทำให้วาล์วไอเสียร้อนมากขึ้นเพราะอุณหภูมิไอเสียสูงขึ้นและก๊าซมีความหนืดต่ำมาก จึงไม่ช่วยในการหล่อลื่นและระบายความร้อน การสตาร์ทเครื่องยนต์หลังจากเพิ่งดับเครื่องยนต์ไม่นาน อาจทำให้เชื้อเพลิงที่ไหลเข้าห้องเผาไหม้ลดลงอย่างมากได้ เพราะประสิทธิภาพเชิงปริมาตรลดลง จากการที่เครื่องยนต์ยังร้อนและถ่ายเทความร้อนสู่น้ำหล่อเย็นทำให้เชื้อเพลิงได้รับความร้อนมากเกินไป กลายเป็นไอสูงและความหนาแน่นลดต่ำลงมากนั่นเอง

### 3.2.2 คุณสมบัติของก๊าซหุงต้ม

#### 3.2.2.1 คุณสมบัติทางกายภาพของก๊าซหุงต้มเมื่ออยู่ในสถานะเป็นของเหลว

- จุดเดือด ก๊าซหุงต้มมีจุดเดือดต่ำมาก มีสถานะเป็นก๊าซที่อุณหภูมิปกติและความดันบรรยากาศ เว้นเสียแต่จะถูกอัดให้เป็นของเหลวอยู่ในถังภายใต้ความดันหรือนำถังไปแช่เย็นเอาไว้

- ความหนาแน่น คือ อัตราส่วนของน้ำหนักต่อหนึ่งหน่วยปริมาตร สำหรับส่วนกลับของความหนาแน่นก็คือ ปริมาตรจำเพาะ

- ค่าความถ่วงจำเพาะจะแสดงถึงอัตราส่วนของความหนาแน่นระหว่างก๊าซหุงต้มที่อุณหภูมิใด อุณหภูมิหนึ่งกับน้ำที่อุณหภูมิ 4 °C อย่างเช่น ค่าความถ่วงจำเพาะของโปรเพนเหลวที่อุณหภูมิ 15 °C มีค่าเท่ากับ 0.5077 นอกจากนี้อุณหภูมียังมีผลต่อค่าความหนาแน่น คือ เมื่ออุณหภูมิเพิ่มขึ้น ความหนาแน่นของสารเมื่ออยู่ในสถานะของเหลวจะลดลง

- ความหนืด คือ ความสามารถในการต้านทานการไหลของของไหล ก๊าซหุงต้มมีความหนืดน้อยมาก (ความหนืดของน้ำเท่ากับ 1 เซนติพอยส์) ทำให้ก๊าซหุงต้มรั่วซึมได้ง่ายกว่าของเหลวชนิดอื่น และนอกจากนี้ก๊าซหุงต้มไม่มีคุณสมบัติในการหล่อลื่น เนื่องจากมีความหนืดต่ำ อุปกรณ์ที่เกี่ยวข้อง เช่น ปั๊ม จึงมีการสึกหรอสูง เพราะฉะนั้นอุปกรณ์ที่เกี่ยวข้องกับก๊าซหุงต้ม จึงต้องออกแบบให้เหมาะสมทนต่อการสึกหรอและแรงดันสูงได้ ถ้าเป็นก๊าซเมื่ออุณหภูมิสูงขึ้นค่าความหนืดก็สูงขึ้นด้วย

- ความดันไอ (Vapor Pressure) ก๊าซหุงต้มเมื่อถูกบรรจุอยู่ในภาชนะปิดภายใต้ความดันจะมีสถานะเป็นของเหลว ก๊าซหุงต้มเหลวจะระเหยเป็นไอเต็มช่องว่างที่อยู่เหนือระดับส่วนที่

เป็นของเหลวจนกระทั่งถึงจุดอิ่มตัว (Saturation point) จึงจะหยุดระเหย ค่าความดันของก๊าซหุงต้มที่จุดอิ่มตัวนี้เรียกว่า “ค่าความดันไออิ่มตัว” ถ้าสารใดมีความดันไอสูง แสดงว่าสารนั้นสามารถระเหยได้เร็ว ขึ้นกับอุณหภูมิโดยตรง กล่าวคือ ถ้าอุณหภูมิสูง ค่าความดันไออิ่มตัวก็สูงขึ้นด้วย

- ความร้อนแฝงในการระเหย คือ ปริมาณความร้อนที่ต้องใช้ในการระเหยต่อหน่วยน้ำหนักของสาร เพื่อเปลี่ยนสถานะจากของเหลวเป็นก๊าซที่จุดเดือดปกติ (ณ ความดันบรรยากาศ) จะมีค่าลดลงเมื่ออุณหภูมิเพิ่มสูงขึ้น ซึ่งก๊าซหุงต้มมีค่าความร้อนแฝงน้อยกว่าน้ำมัน ดังนั้น เมื่อก๊าซถูกปล่อยออกจากภาชนะเก็บ ก๊าซเหลวจะระเหย ทำให้บริเวณที่ถูกดึงความร้อนไปจะมีความเย็นจัด

- ความร้อนจำเพาะ ค่าความร้อนจำเพาะ คือ ปริมาณความร้อนที่ทำให้วัตถุหนึ่งหน่วยน้ำหนักมีอุณหภูมิสูงขึ้นหนึ่งองศา มีหน่วยเป็นกิโลแคลอรี/กิโลกรัม/องศา เช่น เมื่ออยู่ในสถานะของเหลว ความดันคงที่ 1 บรรยากาศ อุณหภูมิ 25 °C ค่าความร้อนจำเพาะของโพรเพนเท่ากับ 0.6023

### 3.2.2.2 คุณสมบัติทางกายภาพของก๊าซหุงต้ม เมื่ออยู่ในสถานะเป็นก๊าซ

- ความถ่วงจำเพาะ แสดงถึงอัตราส่วนของความหนาแน่นระหว่างก๊าซกับอากาศ ที่อุณหภูมิและความดันเดียวกัน เป็นตัวเลขที่ชี้ให้เห็นว่าก๊าซหุงต้มเมื่อเป็นก๊าซจะหนักเป็นกี่เท่าของอากาศ (เมื่อความหนาแน่นของอากาศ = 1) ก๊าซหุงต้มในสถานะที่เป็นก๊าซจะหนักกว่าอากาศ เมื่อเกิดการรั่วไหลขึ้นก๊าซจะไปรวมตัวอยู่ในที่ต่ำ

- ช่วงขีดจำกัดการลุกไหม้ (Flammability Limits) แสดงค่าเป็นอัตราส่วนร้อยละ ปริมาตร ก๊าซต่ออากาศ ค่าทางด้านความเข้มข้นสูงของช่วงการลุกไหม้ เรียกว่าค่าขอบบน ส่วนทางด้านต่ำ เรียกว่าค่าขอบล่าง ก๊าซหุงต้มจะสามารถลุกไหม้หรือติดไฟได้ก็ต่อเมื่อมีก๊าซผสมอยู่ในอากาศ 2-9% คือถ้ามีก๊าซหุงต้มต่ำกว่า 2 ส่วนหรือมากกว่า 9 ส่วนในส่วนผสมของก๊าซกับอากาศกับอากาศ 100 ส่วน ส่วนผสมนั้นก็เลยไม่ติดไฟ

- อุณหภูมิของจุดติดไฟ (Ignition Temperature) เมื่ออุณหภูมิเชื้อเพลิงเลยอุณหภูมิค่าหนึ่งแล้ว เชื้อเพลิงก็จะเริ่มลุกไหม้เอง แม้ไม่มีประกายไฟ อุณหภูมิต่ำสุดที่เริ่มเกิดการลุกไหม้ตามธรรมชาตินี้เรียกว่าอุณหภูมิของจุดติดไฟ เนื่องจากอุณหภูมิจุดติดไฟของโพรเพน คือ 460-580 °C และของบิวเทนคือ 410-550 °C ดังนั้น ก๊าซปิโตรเลียมเหลวจึงติดไฟได้ยากกว่าเมื่อเทียบกับน้ำมันเบนซินซึ่งมีจุดติดไฟ 280-430 °C และน้ำมันดีเซล 250-340 °C

- อุณหภูมิของเปลวไฟ อุณหภูมิของเปลวไฟที่ได้จากการเผาไหม้ของก๊าซหุงต้มสูงมากพอที่จะหลอมโลหะต่าง ๆ ได้ เช่น หลอมเหล็ก ทองเหลือง อลูมิเนียม และแก้ว เป็นต้น จึงเหมาะสำหรับงานอุตสาหกรรมหลอมโลหะ การอบเครื่องเคลือบดินเผา อบสี

- อัตราส่วนปริมาตรของเหลว/ก๊าซ ก๊าซหุงต้มเหลวเมื่อระเหยและเปลี่ยนสถานะไปเป็นก๊าซ ปริมาตรจะเปลี่ยนแปลงไปอย่างมาก กล่าวคือที่อุณหภูมิ  $15.5^{\circ}\text{C}$  โปรเปนเหลว 1 หน่วยปริมาตร เมื่อกลายเป็นก๊าซจะมีปริมาตรเป็น 274 หน่วย ส่วนบิวเทนจะมีปริมาตรเป็น 233 หน่วย ดังนั้น ก๊าซหุงต้มในสถานะที่เป็นของเหลว ถ้ารั่วออกมาจะมีอันตรายมากกว่าที่เป็นก๊าซ เพราะจำนวนที่ออกมาเป็นของเหลว เมื่อกลายเป็นก๊าซจะเพิ่มปริมาตรมากขึ้น ปริมาณก๊าซมากอันตรายและความรุนแรงก็มาก

- ปริมาณอากาศที่ใช้ในการเผาไหม้ ก๊าซออกซิเจนเป็นก๊าซที่มีส่วนผสมอยู่ในอากาศ 21 % โดยปริมาตรและเป็นปัจจัยสำคัญที่ช่วยให้เกิดการเผาไหม้ ดังนั้นปริมาณอากาศที่ป้อนเข้าไปในห้องเผาไหม้จะต้องมีปริมาณที่แน่นอน ในกรณีที่เผาไหม้อย่างสมบูรณ์ทั้งหมดก็จะกลายเป็นก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์และน้ำ

- ค่าความร้อนของการเผาไหม้ หมายถึง ค่าปริมาณความร้อนที่เกิดขึ้นจากการนำเอาก๊าซหุงต้มหนึ่งหน่วยน้ำหนัก หรือหนึ่งหน่วยปริมาตรมาเผาไหม้ที่ความดันบรรยากาศ และอุณหภูมิปกติ ( $25^{\circ}\text{C}$ ) ค่าความร้อนของการเผาไหม้เป็นค่าที่บ่งบอกถึงคุณสมบัติของเชื้อเพลิง และใช้ในการคำนวณหาประสิทธิภาพเชิงความร้อนของเครื่องจักร

- ก๊าซหุงต้มบริสุทธิ์ ไม่มีสี ไม่มีกลิ่น จึงเติมสารพวกเมอร์แคปแทน(mercaptan) ที่มีกลิ่นเหม็นลงไปด้วย เพื่อให้ผู้ใช้รู้เมื่อก๊าซหุงต้มเกิดรั่ว นอกจากนี้ก๊าซหุงต้มมีคุณสมบัติเป็นตัวทำละลาย จึงสามารถละลายอุปกรณ์ต่าง ๆ ที่ทำมาจากยางธรรมชาติได้ เช่น ปะเก็น หรือซีลต่าง ๆ ดังนั้นอุปกรณ์ที่นำมาใช้กับถังที่บรรจุก๊าซหุงต้มควรใช้วัสดุอื่นที่ไม่ได้ทำมาจากยางธรรมชาติ เช่น ยางสังเคราะห์ เป็นต้น

ตารางที่ 3-1 แสดงคุณสมบัติทางกายภาพและทางเคมีของเชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติ ก๊าซหุงต้ม และเชื้อเพลิงอื่น ๆ [1,9,10,11]

Property	Gasoline	Propane	LPG	Methane	Thai gulf NG	Myanmar NG
1. Chemical Formula	$C_nH_{1.87n}$	$C_3H_8$	$C_{3.4}H_{8.8}$	$CH_4$	$C_{1.1}H_{3.6}O_{0.3}N_{0.05}$	$C_{0.88}H_{3.18}O_{0.12}N_{0.36}$
2. Molecular Weight	~110	44.1	~49.6	16.04	~23	~20.7
3. Specific gravity, 15°C	0.72–0.78	1.52	1.5-2	0.55	~0.78	~0.71
4. Flammability limits, by %volume						
- Lower	1.4	2	2	5.0	~5	~6
- Higher	7.6	9.5	9	15.0	~17	~19
5. Heating Value						
- HHV, MJ/kg	47.3	50.4	48	55.5	~37	~35
- LHV, MJ/kg	44.0	46.4	45	50	~33	~31
6. Stoichiometric ratio, weight	14.6	15.67	15.58	17.2	11.6	10.8
7. Octane number (ON)						
- Research octane no. (RON)	92-98	112	95-110	>127	-	-
- Motor octane no. (MON)	80-90	97	-	122	~128	~114

สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

## บทที่ 4

### อุปกรณ์ทดสอบและขั้นตอนการดำเนินงานวิจัย

#### 4.1 อุปกรณ์ทดสอบ

##### 4.1.1 รถยนต์ และเครื่องยนต์ทดสอบ

รถยนต์ที่ใช้ในการวิ่งทดสอบเป็น รถยนต์นั่งยี่ห้อ TOYOTA รุ่น Altis 1.6 J ดังแสดงในรูปที่ 4-1 เครื่องยนต์ขนาด 1600 cc รุ่น 3ZZ – FE ดังแสดงในรูปที่ 4-2 ส่วนรายละเอียดทางเทคนิคได้แสดงไว้ในตารางที่ 4-1



รูปที่ 4-1 แสดงภาพรถยนต์ทดสอบ



รูปที่ 4-2 แสดงภาพเครื่องยนต์ทดสอบ

ตารางที่ 4-1 แสดงรายละเอียดทางเทคนิคของรถยนต์และเครื่องยนต์ที่ใช้ในการทดสอบ

รุ่น	TOYOTA COROLLA Altis 1.6 J	
หมายเลขตัวถัง	1R053ZEC107001541	
หมายเลขเครื่อง	3ZZ 40/2626	
ขนาดและน้ำหนักรถ	มิติภายนอก กว้าง x ยาว x สูง มม.	4530 x 1705 x 1480
	น้ำหนักรถ (โดยประมาณ) กก.	1150
	ความจุถังน้ำมัน ลิตร	50
เครื่องยนต์	รุ่น	3ZZ-FE
	แบบ	4 สูบแถวเรียง DOHC VVT-i (Variable Valve Timing - Intelligent)
	ความจุกระบอกสูบ	1598
	ความกว้างกระบอกสูบ x ระยะชัก	79.0 x 81.5
	อัตราส่วนกำลังอัด	10.5:1
	ระบบจ่ายน้ำมัน	หัวฉีดอิเล็กทรอนิกส์ EFI
	มาตรฐานไอเสีย	ระดับที่ 7 (Emission Standard Step 3)
	แรงม้าสูงสุด(กิโลวัตต์/รอบต่อนาที)	81/6000
	แรงบิดสูงสุด(นิวตันเมตร/รอบต่อนาที)	150/3800
ระบบส่งกำลัง	เกียร์	อัตโนมัติ 4 สปีด Super ECT
	Shift lock (อัตโนมัติ)	มี
	O/D	มี

#### 4.1.2 อุปกรณ์ในการดัดแปลงเครื่องยนต์เพื่อใช้เชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติ

เครื่องยนต์แก๊สโซลีนที่จะดัดแปลงมาใช้ก๊าซธรรมชาติเป็นเชื้อเพลิงนั้น จะใช้อุปกรณ์ประกอบในการดัดแปลงของระบบการทำงานของเครื่องยนต์ อาทิ ถังก๊าซธรรมชาติอัด วาล์วนิรภัย (safety solenoid valve) อุปกรณ์ปรับลดความดันก๊าซหรือ Pressure regulator และมิกเซอร์หรือคาร์บูเรเตอร์ก๊าซ การทำงานของเครื่องยนต์ก๊าซธรรมชาติเริ่มจากก๊าซธรรมชาติความดันสูง (ความดันใช้งานสูงสุด 200 bar) จากถังก๊าซไหลเข้าสู่อุปกรณ์ปรับลดความดันก๊าซ เพื่อลดความดันของก๊าซธรรมชาติให้มีความดันต่ำตามความเหมาะสมกับเครื่องยนต์ และไหลไปยังมิกเซอร์ (mixer) หรือคาร์บูเรเตอร์ ซึ่งทำหน้าที่ผสมก๊าซธรรมชาติกับอากาศในอัตราส่วนที่เหมาะสมกับเครื่องยนต์ ก่อนที่จะถูกดูดเข้าสู่กระบอกสูบ เมื่อเครื่องยนต์หยุดการทำงานวาล์วนิรภัยซึ่งติดตั้งบริเวณทางออกด้าน Low pressure ของ Pressure regulator จะทำหน้าที่ปิดการไหลของก๊าซธรรมชาติระหว่างอุปกรณ์ปรับลดความดันก๊าซกับเครื่องยนต์



#### 4.1.2.1. ถังก๊าซธรรมชาติอัด

ถังก๊าซที่ใช้บรรจุเป็นถังก๊าซธรรมชาติอัด จำนวน 1 ถัง ผลิตตามมาตรฐาน ISO 11439 และมาตรฐาน NGV-I ดังรูปที่ 4-3 โดยได้ทดสอบคุณภาพหลังจากการอัดด้วยความดัน 300 bar ซึ่งสูงกว่าความดันใช้งาน 1.5 เท่า ถังมีรายละเอียดดังนี้

ปริมาตรการจุน้ำ	70	ลิตร
ความยาวถัง	940	มิลลิเมตร
เส้นผ่านศูนย์กลางนอก	356	มิลลิเมตร
ความดันใช้งาน	200	บาร์
ความหนาแน่นสุดของผนังถัง	7.4	มิลลิเมตร
วัสดุทำถัง	34CrMO <sub>4</sub> (DIN:17200)	
มาตรฐานการผลิต	ISO 11439	

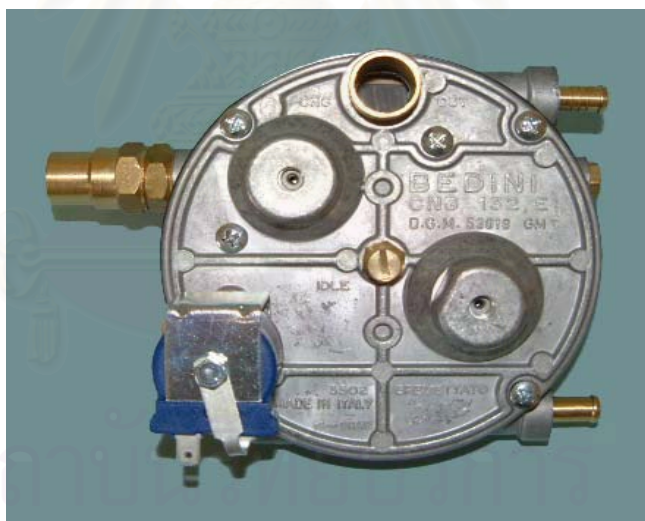


รูปที่ 4-3 แสดงถังก๊าซธรรมชาติที่ใช้ในการศึกษา

#### 4.1.2.2. อุปกรณ์ปรับลดความดัน (Pressure regulator)

ทำหน้าที่ปรับลดความดันของก๊าซธรรมชาติให้เหมาะสมก่อนจ่ายให้กับเครื่องยนต์ ในการปรับลดความดันจากสูงไปต่ำ ต้องอาศัยความร้อนจากน้ำในระบบหล่อเย็นเครื่องยนต์มาใช้ เพื่อป้องกันไม่ให้ความร้อนที่อยู่ในก๊าซจับตัวเป็นน้ำแข็งจับบนแผ่นไดอะแฟรม เนื่องจากการลดความดันของก๊าซขณะผ่านอุปกรณ์ปรับลดความดัน รูปที่ 4-4 แสดงอุปกรณ์ปรับลดความดันที่ใช้ในการศึกษา มีรายละเอียดดังนี้

ยี่ห้อ/รุ่น	Bedini / CNG 132E
Type	Three-stage
Working pressure (Highest feed pressure)	200 Bar
ขนาดกำลังเครื่องยนต์สูงสุดที่จ่ายก๊าซได้	103 kW (140PS)



รูปที่ 4-4 แสดงอุปกรณ์ปรับลดความดันที่ใช้ในการศึกษา

สำหรับอุปกรณ์ด้านความปลอดภัยมีวาล์วนิรภัยหรือโซลินอยด์วาล์วใช้แรงดัน 12 V<sub>DC</sub> ทำงานร่วมกับสวิทช์กุญแจติดตั้งอยู่ระหว่าง 2<sup>nd</sup> และ 3<sup>rd</sup> Stage ของ Regulator ทำหน้าที่ปิดและเปิดการไหลก๊าซธรรมชาติเข้าสู่เครื่องยนต์เมื่อเครื่องยนต์ทำงานและมี Pressure relief valve ติดตั้งอยู่ที่ 1<sup>st</sup> stage ของการปรับความดัน รวมทั้งมี Idle valve ใช้ในการปรับปริมาณการจ่ายก๊าซ ณ สภาวะที่เครื่องยนต์เดินรอบเบา (Idle)

#### 4.1.2.3. สวิตช์ควบคุมการใช้น้ำมันหรือก๊าซ

เป็นอุปกรณ์สำหรับการเลือกใช้เชื้อเพลิงระหว่างก๊าซธรรมชาติกับน้ำมัน โดยจะเป็นตัวควบคุมการทำงานของโซลินอยด์น้ำมันและโซลินอยด์ก๊าซในการเปิดและปิด ดังแสดงในรูปที่ 4-5



รูปที่ 4-5 แสดงสวิตช์ควบคุมการใช้น้ำมันหรือก๊าซ

#### 4.1.2.4. เกจวัดความดัน

เป็นอุปกรณ์ที่ใช้วัดความดันก๊าซธรรมชาติก่อนเข้าอุปกรณ์ลดความดัน (หม้อต้ม) ซึ่งเทียบเท่ากับความดันที่ได้จากถังก๊าซ ดังแสดงในรูปที่ 4-6 โดยเกจวัดความดันที่ใช้สามารถวัดปริมาณของก๊าซที่เหลือในถังและแสดงผลเป็นสัญญาณไฟฟ้าไปยังสวิตช์ควบคุมการใช้อีก๊าซกับน้ำมัน ซึ่งแสดงปริมาณก๊าซในถังเป็นจุด 5 จุดสีเขียวและเมื่อปริมาณก๊าซมีน้อยกว่าค่ากำหนดจะแสดงผลเป็นจุดสีแดง



รูปที่ 4-6 แสดงภาพเกจวัดความดัน

#### 4.1.2.5. หัวเติมก๊าซ

เป็นอุปกรณ์ที่ใช้ต่อเชื่อมกับหัวจ่ายเชื้อเพลิงก๊าซที่ปั๊ม ซึ่งมีขนาดและมาตรฐาน NGV1 ดังแสดงในรูปที่ 4-7



รูปที่ 4-7 แสดงภาพหัวเติมก๊าซ

#### 4.1.2.6. โซลินอยด์ตัดน้ำมัน

โซลินอยด์ตัดน้ำมันจะถูกติดตั้งบริเวณท่อน้ำมันก่อนเข้าหัวฉีด และเชื่อมต่อสัญญาณไฟไปยังสวิทช์ควบคุมการใช้น้ำมันหรือก๊าซ โดยจะทำหน้าที่ตัดน้ำมันที่จะเข้าหัวฉีด ซึ่งหลักการทำงานเมื่อมีการสวิทช์เลือกใช้น้ำมัน โซลินอยด์จะยกขึ้นเพื่อให้ น้ำมันไหลผ่านไปเข้าหัวฉีดได้ และเมื่อมีการสวิทช์เลือกใช้ก๊าซ ตัวโซลินอยด์จะทำหน้าที่ตัดน้ำมันไม่ให้มีการไหลเข้าหัวฉีด ดังแสดงในรูปที่ 4-8



รูปที่ 4-8 แสดงภาพโซลินอยด์ตัดน้ำมัน

#### 4.1.2.7. ท่อก๊าซ

ท่อก๊าซที่ใช้ในการศึกษามี 2 ประเภท คือ (ก) ท่อก๊าซความดันสูงเป็นท่อที่นำก๊าซจากถังมาเข้าอุปกรณ์ปรับลดความดัน(Pressure regulator) เป็นท่อแบบ High Pressure coated steel ดังแสดงในรูปที่ 4-9 และ (ข) ท่อก๊าซความดันต่ำซึ่งใช้ในการนำก๊าซความดันต่ำที่ออกจากอุปกรณ์ปรับลดความดัน(Pressure regulator)ไปยังมิเตอร์แสดงในรูปที่ 4-10



รูปที่ 4-9 แสดงภาพท่อก๊าซแบบ High Pressure



รูปที่ 4-10 แสดงภาพท่อก๊าซแบบ Low Pressure

#### 4.1.2.8. ท่อน้ำมันและท่อน้ำ

ท่อน้ำมันเป็นอุปกรณ์ที่นำมาติดตั้งคู่กับโซลินอยด์น้ำมัน ดังแสดงในรูปที่4-11 ในส่วนของท่อน้ำเป็นอุปกรณ์ที่ต่อระหว่างเครื่องยนต์กับอุปกรณ์ลดความดัน(หม้อต้ม) เพื่อนำน้ำร้อนที่ได้จากการหล่อเย็นเครื่องยนต์มายังหม้อต้มซึ่งทำให้เมื่อก๊าซลดความดันแล้วจะไม่เย็นจนเป็นน้ำแข็งอุดตันภายใน หลังจากน้ำร้อนได้ผ่านหม้อต้มแล้วจะถูกนำกลับไปยังเครื่องยนต์ ท่อน้ำที่ใช้ได้แสดงไว้ในรูปที่4-12



รูปที่ 4-11 แสดงภาพท่อน้ำมัน



รูปที่ 4-12 แสดงภาพท่อน้ำ

### 4.1.3 อุปกรณ์ในการดัดแปลงเครื่องยนต์เพื่อใช้เชื้อเพลิงก๊าซหุงต้ม

#### 4.1.3.1. ถังก๊าซหุงต้ม แสดงในรูปที่ 4-13 มีรายละเอียดดังนี้

ยี่ห้อ-รุ่น	UMD-1160
ปริมาตรการจุน้ำ	55 ลิตร
น้ำหนักถัง	19.6 กิโลกรัม
ความดันใช้งาน	25.5 บาร์
ความดันทดสอบ	33.0 บาร์



รูปที่ 4-13 แสดงภาพถังก๊าซหุงต้มที่ใช้ในการศึกษา

สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

#### 4.1.3.2. อุปกรณ์ปรับลดความดัน (Pressure regulator)

ใช้ปรับลดความดันของก๊าซหุงต้มที่มาจากถังให้มีความดันตามต้องการเหมาะสมกับเครื่องยนต์ที่ใช้ โดยจะมีการใช้ความร้อนจากน้ำหล่อเย็นของเครื่องยนต์มาช่วยให้ความร้อนเพื่อทำให้ก๊าซเหลวระเหยกลายเป็นไอภายในอุปกรณ์ปรับลดความดัน ซึ่งทำหน้าที่คล้ายกับอุปกรณ์ปรับลดความดันของก๊าซธรรมชาติ ดังแสดงในรูปที่ 4-14



รูปที่ 4-14 แสดงภาพอุปกรณ์ปรับลดความดันของก๊าซหุงต้ม

#### 4.1.3.3. สวิตช์ควบคุมการใช้น้ำมันหรือก๊าซหุงต้ม

สวิตช์ที่ใช้ในการทดลองนี้จะเป็นอุปกรณ์ที่ติดตั้ง เพื่อใช้ในการสับเปลี่ยนไปมาระหว่างการใช้ก๊าซหุงต้มกับอีกสวิตช์(ใช้เลือกระหว่างน้ำมันกับก๊าซ CNG) ดังแสดงในรูปที่ 4-15



รูปที่ 4-15 แสดงภาพสวิตช์เลือกใช้ LPG



#### 4.1.3.4. หัวเติมก๊าซ

ลักษณะหัวเติมที่ติดตั้งในรถยนต์เป็นแบบ check valve ซึ่งก๊าซสามารถไหลผ่านเข้าถัง ในขณะที่เติมได้ทางเดียว โดยท่อที่ต่อจากหัวเติมจะเดินไปถึงถังซึ่งที่ถังจะมี check valve อีกตัว ดังแสดงในรูปที่ 4-16



รูปที่ 4-16 แสดงภาพหัวเติมก๊าซหุงต้ม

#### 4.1.3.5. ท่อก๊าซ

ท่อก๊าซมี 2 แบบ (ก) High pressure เป็นท่อความดันสูงใช้นำก๊าซจากถังมาเข้าสู่อุปกรณ์ปรับลดความดัน (หม้อต้ม) ดังแสดงในรูปที่ 4-17 (ข) Low pressure เป็นท่อความดันต่ำที่ต่อจากหม้อต้มไปยังคาร์บูเรเตอร์ของก๊าซ(มิกเซอร์) ดังแสดงในรูปที่ 4-18



รูปที่ 4-17 แสดงภาพท่อก๊าซความดันสูง



รูปที่ 4-18 แสดงภาพท่อก๊าซความดันต่ำ

#### 4.1.3.6. ท่อน้ำ

ท่อน้ำที่ใช้จะมี 2 ท่อคือ ท่อน้ำเข้าหม้อต้มซึ่งจะนำน้ำร้อนจากเครื่องยนต์มาเข้าในหม้อต้ม ก่อนจะผ่านออกไปยังอีกท่อเพื่อที่จะนำน้ำกลับเข้าไปในเครื่องยนต์ ลักษณะท่อแสดงในรูปที่ 4-19



รูปที่ 4-19 แสดงภาพท่อน้ำที่ต่อจากเครื่องยนต์เข้าหม้อต้ม

#### 4.1.4 อุปกรณ์วัดอุณหภูมิ

เป็นอุปกรณ์ที่ใช้วัดอุณหภูมิตัวแปรการทำงานของเครื่องยนตระหว่างการทดสอบ ซึ่งสามารถวัดได้โดยใช้เทอร์โมคัปเปิ้ล แบบ K (Chromel-Alumel, CA) ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 0.65 มิลลิเมตร ใช้งานร่วมกับตัวอ่านค่าอุณหภูมิ DIGICON รุ่น IS-7 ซึ่งจะแสดงผลในระบบ zero blanking มีค่าความแม่นยำที่  $\pm 0.5$  % ของค่าเต็มสเกล และใช้ชุดเพิ่มตำแหน่งการอ่านค่าอุณหภูมิ DIGICON รุ่น TS-84HT ดังแสดงในรูปที่ 4-20 โดยตำแหน่งการวัดอุณหภูมิตัวแปรการทำงาน แสดงในรูปที่ 4-21 ถึง รูปที่ 4-26 มีดังนี้



รูปที่ 4-20 แสดงภาพตัวอ่านค่าอุณหภูมิ และชุดเพิ่มตำแหน่งการอ่านค่าอุณหภูมิ

- อุณหภูมิน้ำหล่อเย็น ทำการติดตั้งเพื่อวัดอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นที่เข้าและออกจากเครื่องยนต์ โดยการวัดอุณหภูมิน้ำเข้าเครื่องจะติดตั้งบริเวณทางออกของหม้อน้ำระบายความร้อน ส่วนการวัดอุณหภูมิน้ำออกจากเครื่องยนต์จะติดตั้งบริเวณทางเข้าหม้อน้ำ



รูปที่ 4-21 แสดงตำแหน่งการวัดอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นที่ทางเข้าเครื่องยนต์



รูปที่ 4-22 แสดงตำแหน่งการวัดอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นที่ทางออกเครื่องยนต์

- อุณหภูมิของน้ำมันหล่อลื่น ติดตั้งผ่านช่องเสียบก้านวัดระดับน้ำมันหล่อลื่น



รูปที่ 4-23 แสดงตำแหน่งการวัดอุณหภูมิของน้ำมันหล่อลื่น

- อุณหภูมิของไอดี ติดตั้งที่ทางเข้าของท่อร่วมไอดี ก่อนถึงลิ้นปีกผีเสื้อ



รูปที่ 4-24 แสดงตำแหน่งการวัดอุณหภูมิไอดี

- อุณหภูมิของไอเสีย ติดตั้งที่ทางออกของท่อร่วมไอเสีย ก่อนถึงตัว Oxygen sensor



รูปที่ 4-25 แสดงตำแหน่งการวัดอุณหภูมิไอเสีย

- อุณหภูมิบริเวณห้องเครื่อง ติดตั้งที่ห้องเครื่องยนต์ ซึ่งติดตั้งใกล้กับทางเข้าหม้อกรองอากาศ โดยอุณหภูมิที่วัดได้จะเป็นสภาวะแวดล้อมภายในห้องเครื่อง



รูปที่ 4-26 แสดงตำแหน่งการวัดอุณหภูมิบริเวณห้องเครื่อง

สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

#### 4.1.5 อุปกรณ์เครื่องมือทดสอบมลพิษ

ในการทดสอบมลพิษ เป็นการทดสอบเพื่อหามลพิษที่เกิดขึ้นจากรถยนต์ โดยเป็นการวัดมลพิษจำพวก UHC(Unburned Hydrocarbon), NOx(Oxide ของ nitrogen), CO(Carbon monoxide), CO<sub>2</sub>(Carbon dioxide) ที่ออกมาจากท่อไอเสีย ซึ่งได้ผ่าน catalytic converter ของรถยนต์แล้ว โดยปริมาณที่วัดได้จะแสดงให้เห็นถึงมลพิษที่จะถูกปล่อยจากรถยนต์ทดสอบ ซึ่งจะทำให้ทราบว่ารถยนต์ทดสอบได้ผ่านเกณฑ์มาตรฐานมลพิษหรือไม่

สำหรับอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดสอบมลพิษประกอบด้วย

- (ก). คอมพิวเตอร์ควบคุม Chassis Dynamometer ซึ่งนอกจากควบคุมอุปกรณ์ทั้งหมดแล้วยังเป็นที่เก็บค่ามลพิษที่ได้จากเครื่องวิเคราะห์ไอเสีย และอัตราเร็วของรถยนต์ ดังแสดงในรูปที่ 4-27(ก)และ (ข)



รูปที่ 4-27(ก) แสดงคอมพิวเตอร์ควบคุม Chassis Dynamometer



รูปที่ 4-27 (ข) แสดงรูปเครื่องควบคุม Dynamometer

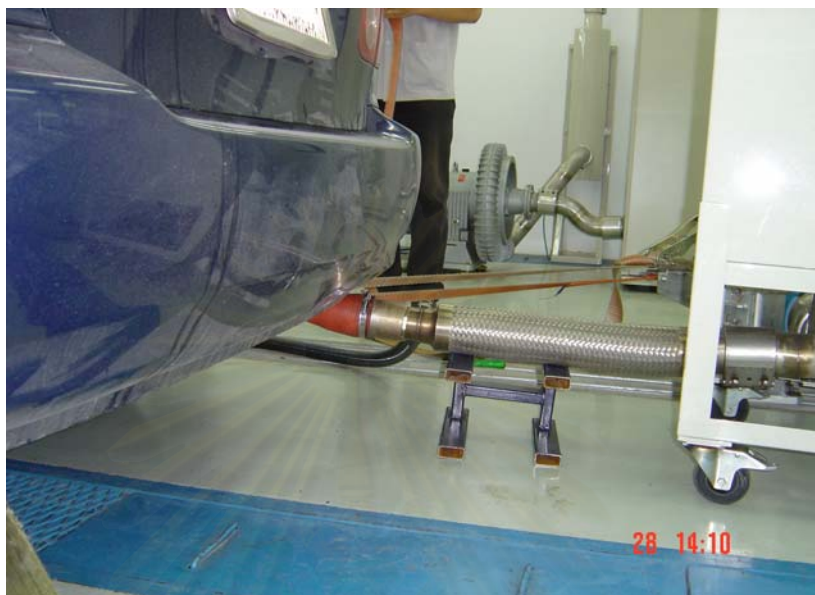
(ข). พัดลม ใช้สร้างลมจำลองที่จะเกิดขึ้นในสภาวะจริงตามอัตราเร็วของรถยนต์ โดยพัดลมที่ใช้เป็นชนิดที่สามารถแปรเปลี่ยนความเร็วลมได้ ดังแสดงในรูปที่ 4-28



รูปที่ 4-28 แสดงภาพพัดลม



(ค). ยางข้อต่อระหว่างท่อไอเสียกับตัวรับปริมาณไอเสีย เป็นยางคุณภาพสูงที่สามารถทนความร้อนสูงได้ดี ดังแสดงในรูปที่ 4-29



รูปที่ 4-29 แสดงภาพยางข้อต่อระหว่างท่อไอเสียกับเครื่องเก็บไอเสีย

(ง). Mixing Tee เป็นเครื่องที่ใช้ดูดอากาศภายนอกมาผสมกับไอเสียที่ออกมาจากท่อไอเสีย ซึ่งเปรียบเสมือนกับการปล่อยไอเสียทั่วไปบนถนน โดยตัวดูดอากาศจะสามารถปรับเปลี่ยนอัตราการไหลของอากาศเข้าเพื่อให้สัมพันธ์กับปริมาณไอเสียที่ไหลผ่าน mixing tee ดังแสดงในรูปที่ 4-30



รูปที่ 4-30 แสดงภาพ mixing tee

(จ). cyclonic separator หรือเครื่องแยกอนุภาคขนาดใหญ่ที่มากับไอเสีย มีรูปร่างคล้ายทรงกรวย เมื่อไอเสียไหลผ่านเครื่องแยกจะเกิดการหมุนตามทรงกรวย ไอเสียจะหมุนขึ้นด้านบน ส่วนอนุภาคขนาดใหญ่จะตกตะกอนมาด้านล่างของกรวย แสดงดังรูปที่ 4-31



รูปที่ 4-31 แสดงภาพ cyclonic separator

(ข). เครื่อง CONSTANT VOLUME SAMPLING UNIT แสดงดังรูปที่ 4-32 เป็นเครื่องควบคุมการสุ่มที่ปริมาตรคงที่ ซึ่งใช้ Critical flow venturi เป็นตัวควบคุม



รูปที่ 4-32 แสดงภาพ Constant volume sampling unit (CVS)

- (ข). เครื่องที่ดูดไอเสียปล่อยทิ้งนอกห้องทดลอง เป็นปั๊มแบบ centrifugal ที่จะทำหน้าที่ดูดไอเสียที่ไม่ถูกนำไปใช้หามลพิษ เพื่อปล่อยทิ้งออกนอกห้องทดลอง แสดงดังรูปที่ 4-33



รูปที่ 4-33 แสดงภาพปั๊มดูดไอเสียออกนอกห้องทดลอง

- (ข). chassis dynamometer แบบ single roll ยี่ห้อ SCHENCK KOMEГ รุ่น EMDY 48 ซีดความสามารถรับน้ำหนักรถทดสอบได้ 400-3500 kg และ รองรับความเร็วสูงสุด 200 km/hr ดังแสดงในรูปที่ 4-34



รูปที่ 4-34 แสดงภาพ Single-Roll Electric Dynamometer

(ณ). Sampling Bags และ เครื่องวิเคราะห์ค่ามลพิษ ยี่ห้อ PIERBURG ซึ่งจะทำหน้าที่เก็บไอเสียกับอากาศ เพื่อนำมาวิเคราะห์มลพิษที่เกิดจากรถยนต์ด้วยวิธีการต่างๆ ภายในเครื่องวิเคราะห์ ดังแสดงรูปที่ 4-35 สำหรับตารางที่ 4-2 แสดงยี่ห้อ รุ่น และขีดความสามารถของเครื่องวิเคราะห์ก๊าซมลพิษแต่ละชนิด



รูปที่ 4-35 แสดงภาพ Bag Sampling และเครื่องวิเคราะห์ก๊าซไอเสีย

ตารางที่ 4-2 แสดงยี่ห้อ รุ่นและขีดความสามารถของเครื่องวิเคราะห์ค่ามลพิษ

รายการ	ยี่ห้อ	รุ่น	ขีดความสามารถ
ระบบวิเคราะห์ค่ามลพิษ	PIERBURG	AMA 2000 TYPE D	
เครื่องวิเคราะห์ก๊าซ $\text{NO}_x$	PIERBURG	CLD PM-2000	10-10000 ppm
เครื่องวิเคราะห์ก๊าซไฮโดรคาร์บอนทั้งหมด (THC)	PIERBURG	FID PM-2000	10-20000 ppm
เครื่องวิเคราะห์ก๊าซ $\text{CO}_2/\text{CO}_{\text{Hight}}$	PIERBURG	NDIR PIA-2000	$\text{CO}_2$ ช่วงการวัด 0-20% $\text{CO}_{\text{Hight}}$ ช่วงการวัด 0-10%
เครื่องวิเคราะห์ก๊าซ $\text{C}_6\text{H}_{14}/\text{CO}_{\text{Low}}$	PIERBURG	NDIR PIA-2000	$\text{C}_6\text{H}_{14}$ ช่วงการวัด 0-10000 ppm $\text{CO}_{\text{Low}}$ ช่วงการวัด 0-6%

## 4.2 ขั้นตอนการดำเนินงานวิจัย

การศึกษานี้เป็นการพัฒนาเครื่องยนต์เผาไหม้ภายในแบบจุดระเบิดด้วยประกายไฟเพื่อใช้เชื้อเพลิงอื่นนอกจากน้ำมันเบนซิน เช่น ก๊าซธรรมชาติอัดและก๊าซหุงต้ม โดยได้พัฒนาให้เครื่องยนต์เป็นแบบเชื้อเพลิงคู่ ซึ่งในส่วนนี้จะทำการพัฒนาระบบจ่ายเชื้อเพลิงก๊าซแบบฟุมิเกชัน (fumigation) ให้สามารถใช้ได้ทั้งก๊าซธรรมชาติอัดและก๊าซหุงต้มร่วมกัน

### 4.2.1 ออกแบบมิกเซอร์แบบคาร์บูเรเตอร์ให้สามารถใช้ได้ทั้งก๊าซธรรมชาติอัดและก๊าซหุงต้ม

การออกแบบมิกเซอร์จะเริ่มจากการศึกษาการทำงานของมิกเซอร์แบบ Fumigation แล้วคำนวณหาปริมาณเชื้อเพลิงที่เครื่องยนต์ทดสอบต้องการใช้ โดยพิจารณาจากอัตราส่วนระหว่างอากาศต่อเชื้อเพลิงที่สภาวะสมมูลและดูปริมาณอากาศที่เข้าเครื่องยนต์ ทำให้สามารถหาปริมาณเชื้อเพลิงที่เครื่องยนต์ต้องการ โดยออกแบบมิกเซอร์ที่สามารถใช้ได้ทั้งก๊าซธรรมชาติอัดและก๊าซหุงต้ม มีรายละเอียดดังนี้

1. ออกแบบลักษณะของ throat ซึ่งจะเป็นทั้ง reducer และ diffuser โดยพื้นที่หน้าตัดของ throat จะทำการคำนวณให้ใช้กับรถยนต์ TOYOTA COROLLA ALTIS
2. ออกแบบลักษณะและขนาดรูจ่ายก๊าซให้เหมาะสมกับการใช้งานของเครื่องยนต์ โดยลักษณะการจ่ายก๊าซได้กำหนดให้มีรูจ่ายด้านบนกับด้านล่าง (ด้านบนจ่ายก๊าซหุงต้ม ส่วนด้านล่างจ่ายก๊าซธรรมชาติ) ซึ่งได้แบ่งทั้งสองส่วนออกจากกันโดยการสร้างเป็นห้องเก็บก๊าซก่อนจ่าย (chamber) 2 ห้อง โดยที่ก๊าซทั้งสองชนิดจะไม่มีกรปนกัน สำหรับห้องเก็บก๊าซก่อนจ่าย (chamber) จะมีขนาดที่เหมาะสมกับการจ่ายซึ่งจะต้องไม่ทำให้เกิดการสูญเสีย (loss) ขึ้น ในส่วนของรูจ่ายจะมีขนาดไม่เท่ากันขึ้นอยู่กับคุณสมบัติของก๊าซ ซึ่งได้ศึกษาจากมิกเซอร์ทั่วไป
3. ออกแบบมิกเซอร์ให้มีจำนวน 2 ชั้น โดยชั้นส่วนด้านในจะเป็นบริเวณรูจ่ายก๊าซพร้อมทั้งมีการกลิ้งปาดเพื่อให้เกิดเป็นพื้นที่เก็บก๊าซก่อนจ่าย สำหรับชั้นส่วนด้านนอกสร้างขึ้นเพื่อครอบชั้นส่วนด้านในเพื่อปิดส่วนที่กลิ้งปาดทำให้เกิดเป็นห้องเก็บก๊าซก่อนจ่าย (chamber) และใช้เชื่อมต่อกับอุปกรณ์อื่น เช่น ท่อก๊าซความดัน

ต่ำที่มาจากอุปกรณ์ปรับลดความดันทั้งจากก๊าซธรรมชาติและก๊าซหุงต้ม, ท่ออากาศที่มาจากหม้อกรองอากาศและเชื่อมต่อกับลิ้นปีกผีเสื้อ

## การคำนวณปริมาณการไหลในท่อเวนจูรีและมิกเซอร์

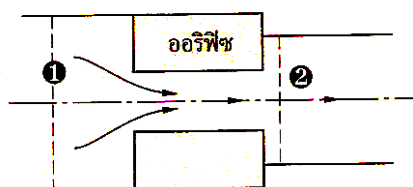
### 4.2.1.1 สัมประสิทธิ์ของอัตราการไหล

ในหลายส่วนของเครื่องยนต์จะมีการไหลของของไหลผ่านช่องจำกัดหรือมีพื้นที่การไหลที่ลดลง การไหลจริงในลักษณะนี้มักสัมพันธ์กับการไหลในอุดมคติ การไหลของอุดมคตินี้เป็นการไหลแบบย้อนกลับได้ (ไม่มีความเสียดทาน) อเดียแบติกและคงตัว ผ่านช่องทางที่มีรูปร่างและขนาดเหมือนกัน สำหรับการไหลของของไหลจริงนั้น ความแตกต่างจากข้อสมมติอุดมคติข้างต้นมักนำมาพิจารณาโดยเพิ่มพจน์สัมประสิทธิ์การไหลหรือสัมประสิทธิ์อัตราการไหล (discharge coefficient,  $C_D$ ) ซึ่ง

$$C_D = \frac{\text{Actual flow}}{\text{Ideal flow}} \quad (4-1)$$

นอกจากนี้ สัมประสิทธิ์การไหลหรือสัมประสิทธิ์อัตราการไหลยังสามารถกำหนดพจน์ของพื้นที่หน้าตัดขงผลของช่องทางและพื้นที่อ้างอิงได้ด้วย พื้นที่อ้างอิง ( $A_R$ ) มักใช้เป็นพื้นที่หน้าตัดที่น้อยที่สุดโดยพื้นที่ขงผลของช่องจำกัด ( $A_E$ ) จะเป็นพื้นที่หน้าตัดของคอคอของรูที่ไม่มีแรงเสียดทานซึ่งเป็นการไหลของมวล (ที่รูอัตราการไหล) ระหว่างที่เก็บขนาดใหญ่ด้านเหนือ (ที่ความดันสถานะนิ่งด้านเหนือ) และที่เก็บขนาดใหญ่ด้านท้าย (ที่ความดันสถิตที่วัดด้านท้าย) ดังนั้น

$$C_D = \frac{A_E}{A_R} \quad (4-2)$$



รูปที่ 4-36 ผังการไหลของของเหลวผ่านออริฟิซ

#### 4.2.1.2 การไหลผ่านท่อเวนจูรี

เมื่อพิจารณาการไหลของของเหลวผ่านออริฟิซดังรูปที่ 4-36 สำหรับการไหลในอุดมคติสามารถเขียนสมการของแบร์นูลีได้เป็น

$$p_1 + \rho \frac{V_1^2}{2} = p_2 + \rho \frac{V_2^2}{2} \quad (4-3)$$

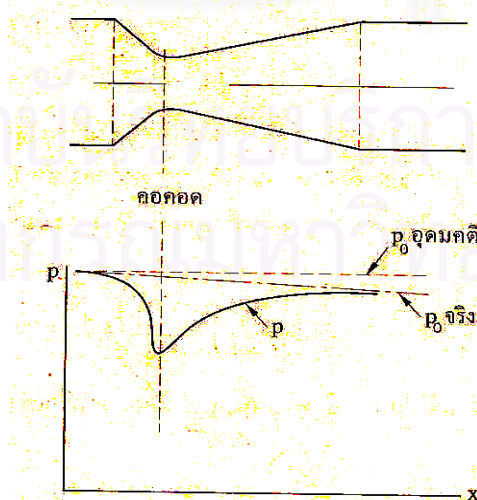
สำหรับการไหลแบบไม่ยุบตัว จากสมการความต่อเนื่องจะได้  $V_1 A_1 = V_2 A_2$  และอัตราการไหลของมวลในอุดมคติผ่านออริฟิซก็จะได้เป็น

$$\dot{m}_{ideal} = A_2 \left[ \frac{2\rho(p_1 - p_2)}{1 - (A_2 / A_1)^2} \right]^{1/2} \quad (4-4)$$

อัตราการไหลของมวลจริงสามารถหาได้โดยใช้สัมประสิทธิ์อัตราการไหลเป็น

$$\dot{m}_{actual} = C_D A_2 \left[ \frac{2\rho(p_1 - p_2)}{1 - (A_2 / A_1)^2} \right]^{1/2} \quad (4-5)$$

ค่าสัมประสิทธิ์อัตราการไหลจะเป็นฟังก์ชันของขนาด รูปร่างและความหยาบของผิว อัตราการไหลของมวล และสมบัติของของไหล (ความหนาแน่น ความตึงผิว และความหนืด) ซึ่งสามารถประมาณได้จากการทดลองแล้วนำมาหาเป็นความสัมพันธ์ตลอดช่วงการทดลองได้



รูปที่ 4-37 ความดันที่เกิดขึ้นในคอขวดระหว่างก๊าซในอุดมคติกับก๊าซที่เกิดขึ้นจริง

ดังนั้นสำหรับการไหลของอากาศในท่อไอเสียที่เป็นแบบยวบตัวหรือที่เกิดขึ้นจริง การไหลจะมีลักษณะที่ต่างจากการไหลในอุดมคติ (การไหลของก๊าซอุดมคติที่มีค่าความร้อนจำเพาะคงตัว) ดังรูปที่ 4-37 ซึ่งเราสามารถใช้อัตราการไหลในการเชื่อมความสัมพันธ์ จากหัวข้อเรื่องการไหลที่อัดตัวได้ อัตราการไหลของมวลก๊าซในคอคออดสามารถเขียนได้ว่า

$$\dot{m}_{a,ideal} = \frac{P_0 A_T}{\sqrt{T_0}} \sqrt{\frac{k}{R}} \frac{M}{\left(1 + \frac{k-1}{2} M^2\right)^{(k+1)/2(k-1)}} \quad (4-6)$$

หรือ

$$\dot{m}_{a,ideal} = \frac{P_0 A_T}{\sqrt{RT_0}} \left(\frac{p_T}{p_0}\right)^{1/k} \left\{ \frac{2k}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p_T}{p_0}\right)^{(k-1)/k}\right] \right\}^{1/2} \quad (4-7)$$

ดังนั้นอัตราการไหลจริงจะได้เป็น

$$\dot{m}_{a,actual} = \frac{C_D P_0 A_T}{\sqrt{RT_0}} \left(\frac{p_T}{p_0}\right)^{1/k} \left\{ \frac{2k}{k-1} \left[1 - \left(\frac{p_T}{p_0}\right)^{(k-1)/k}\right] \right\}^{1/2} \quad (4-8)$$

เพื่อให้ง่ายต่อการใช้งาน สมการข้างต้นสามารถเขียนใหม่เป็น

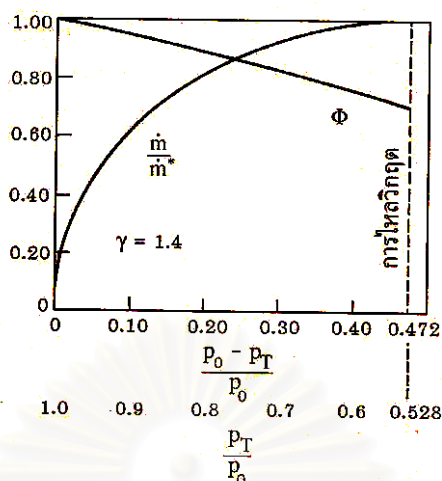
$$\dot{m}_{a,actual} = C_D A_R [2\rho_0 (p_0 - p_T)]^{1/2} \Phi \quad (4-9)$$

โดยที่

$$\Phi = \frac{\left[ \left(\frac{k}{k-1}\right) \left\{ \left(\frac{p_T}{p_0}\right)^{2/k} - \left(\frac{p_T}{p_0}\right)^{(k+1)/k} \right\} \right]^{1/2}}{1 - \frac{p_T}{p_0}} \quad (4-10)$$

ค่า  $\Phi$  เรียกว่าฟังก์ชันของการไหลแบบยวบตัว ซึ่งเป็นฟังก์ชันกับความดันที่ตกลง ( $\Delta p_a$ ) จากรูปที่ 4-38 จะพบว่าสำหรับอัตราการไหลที่มีค่าน้อยกว่าประมาณ 60% ของการไหลวิกฤต ผลของการยวบตัว (compressibility) ที่มีต่ออัตราการไหลของมวลจะน้อยกว่า 5%





รูปที่ 4-38 ค่าของผลของการยุบตัวที่มีต่ออัตราการไหลของมวล

ดังนั้นการไหลผ่านท่อเวนจูรี โดยทั่วไปจะพิจารณาเป็นการไหลแบบคงตัวของของไหล  
ยุบตัวในคาร์บูเรเตอร์ ซึ่ง  $\frac{\Delta p_a}{P_0} \leq 0.1$  ผลของการยุบตัวจะมีค่าน้อยมาก

#### 4.2.1.3 การไหลผ่านออร์ฟิซเชื่อมเพลิง

เนื่องจากเชื่อมเพลิงเป็นของเหลวจึงพอดีได้ว่าไม่มีการยุบตัว อัตราการไหลของเชื่อมเพลิง  
ผ่านออร์ฟิซหลัก ( $\dot{m}_f$ ) จะได้ว่า

$$\dot{m}_f = C_{D0} A_0 (2\rho_f \Delta p_f)^{1/2} \quad (4-11)$$

ค่า  $C_D$  และ  $A_0$  เป็นสัมประสิทธิ์อัตราการไหลและพื้นที่ของออร์ฟิซตามลำดับ  $\Delta p_f$  เป็น  
ผลต่างของความดันเมื่อผ่านออร์ฟิซ และสมมติให้พื้นที่ของออร์ฟิซน้อยกว่าพื้นที่ของช่องแคบมาก

#### 4.2.1.4 สมรรถนะของคาร์บูเรเตอร์แบบพื้นฐาน

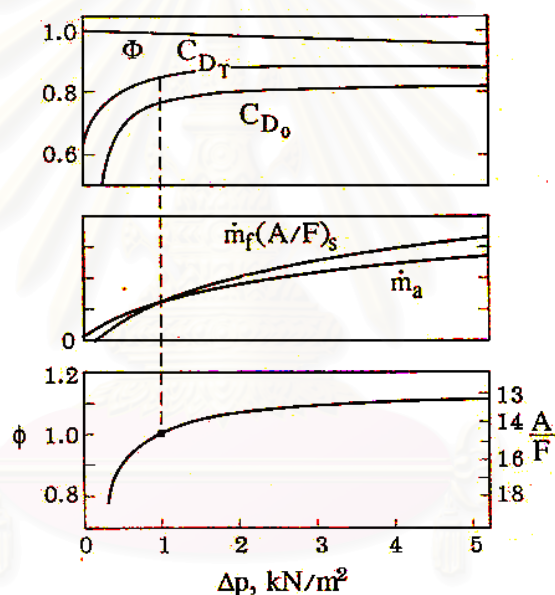
อัตราส่วนระหว่างอากาศต่อเชื่อมเพลิงสำหรับการไหลผ่านคอคอดสามารถเขียนได้เป็น

$$\left(\frac{A}{F}\right) = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f} = \left(\frac{C_{DT}}{C_{D0}}\right) \left(\frac{A_T}{A_0}\right) \left(\frac{\rho_{a0}}{\rho_f g h}\right)^{1/2} \left(\frac{\Delta p_a}{\Delta p_a - \rho_f}\right)^{1/2} \ominus \quad (4-12)$$

ดังนั้นอัตราส่วนสมมูลก็จะเป็น

$$\Phi = \frac{(A/F)_s}{\Theta} \left( \frac{C_{D0}}{C_{DT}} \right) \left( \frac{A_0}{A_T} \right) \left( \frac{\rho_f}{\rho_{a0}} \right)^{1/2} \left( 1 - \frac{\rho_f gh}{\Delta p_a} \right)^{1/2} \quad (4-13)$$

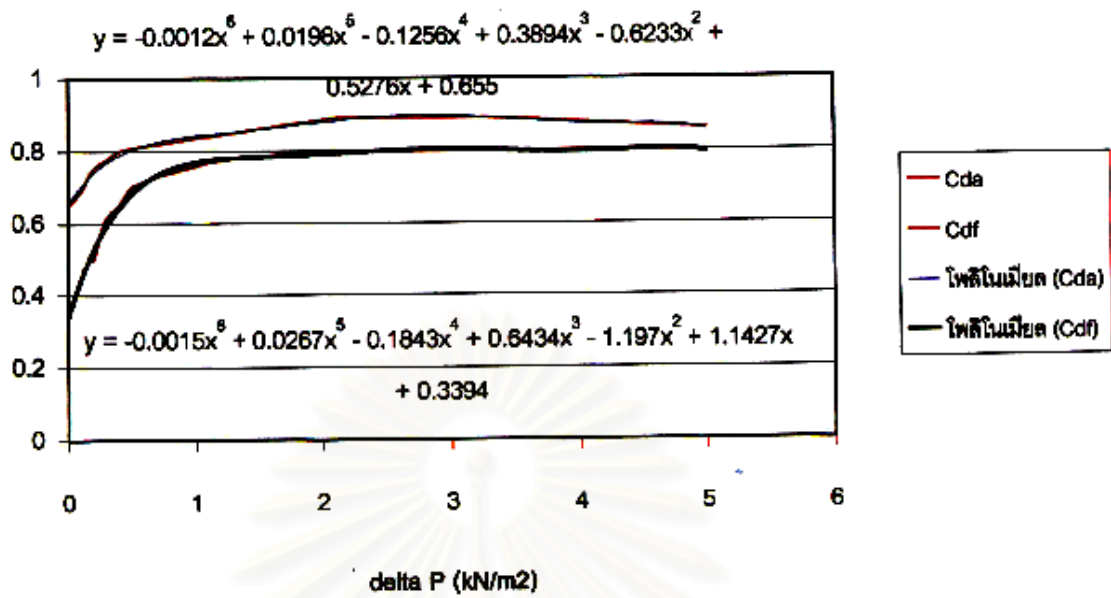
ที่การทำงานจุดต่างๆ โดยพื้นฐานพจน์  $A_0, A_T, \rho_f$  และ  $\rho_{a0}$  จะมีค่าคงตัว ส่วนสัมประสิทธิ์อัตราการไหล  $C_{D0}, C_{DT}$  และ  $\Theta$  จะแปรผันกับอัตราการไหล ดังนั้นอัตราส่วนสมมูลของสารผสมที่ได้จากมิกเซอร์จึงไม่คงตัว ค่าต่างๆได้แสดงไว้ในรูปที่ 4-39 โดยเทียบกับ  $\Delta p$  อัตราการไหลของเชื้อเพลิงจะเพิ่มขึ้นเร็วกว่าอัตราการไหลของอากาศ แต่ที่อัตราการไหลสูงๆ อัตราส่วนสมมูลมีค่าเกือบคงตัว



รูปที่ 4-39 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าความดันที่ลดลงที่คอคอดเทียบกับอัตราส่วนสมมูล

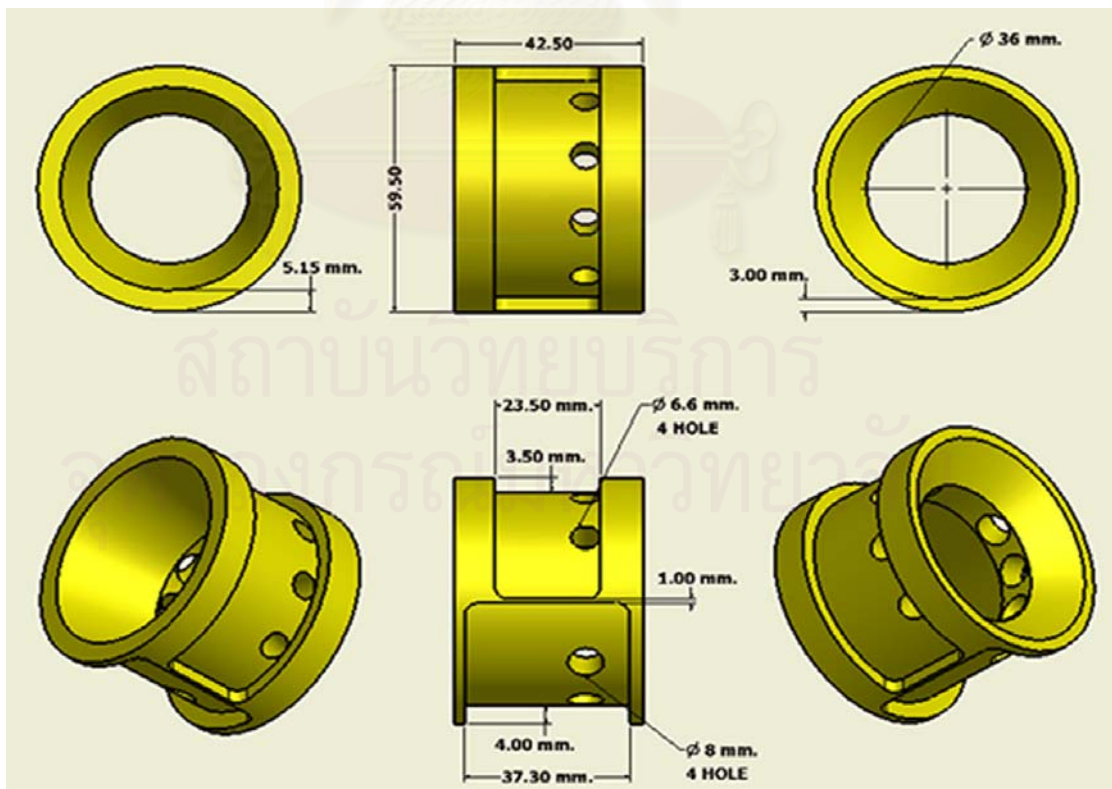
#### 4.2.1.5 การประมาณค่าของ discharge coefficient

จากที่กล่าวมา ค่าสัมประสิทธิ์อัตราการไหลหรือ Discharge coefficient ขึ้นอยู่กับการไหลที่เกิดขึ้นจริง รูปที่ 4-40 เป็นกราฟความสัมพันธ์ระหว่าง Discharge coefficient กับความดันที่ลดลงสำหรับออริฟิซ และได้ทำการประมาณค่าความสัมพันธ์ทั้งสองให้อยู่ในรูปของสมการเพื่อความสะดวกในการเลือกมาใช้งาน

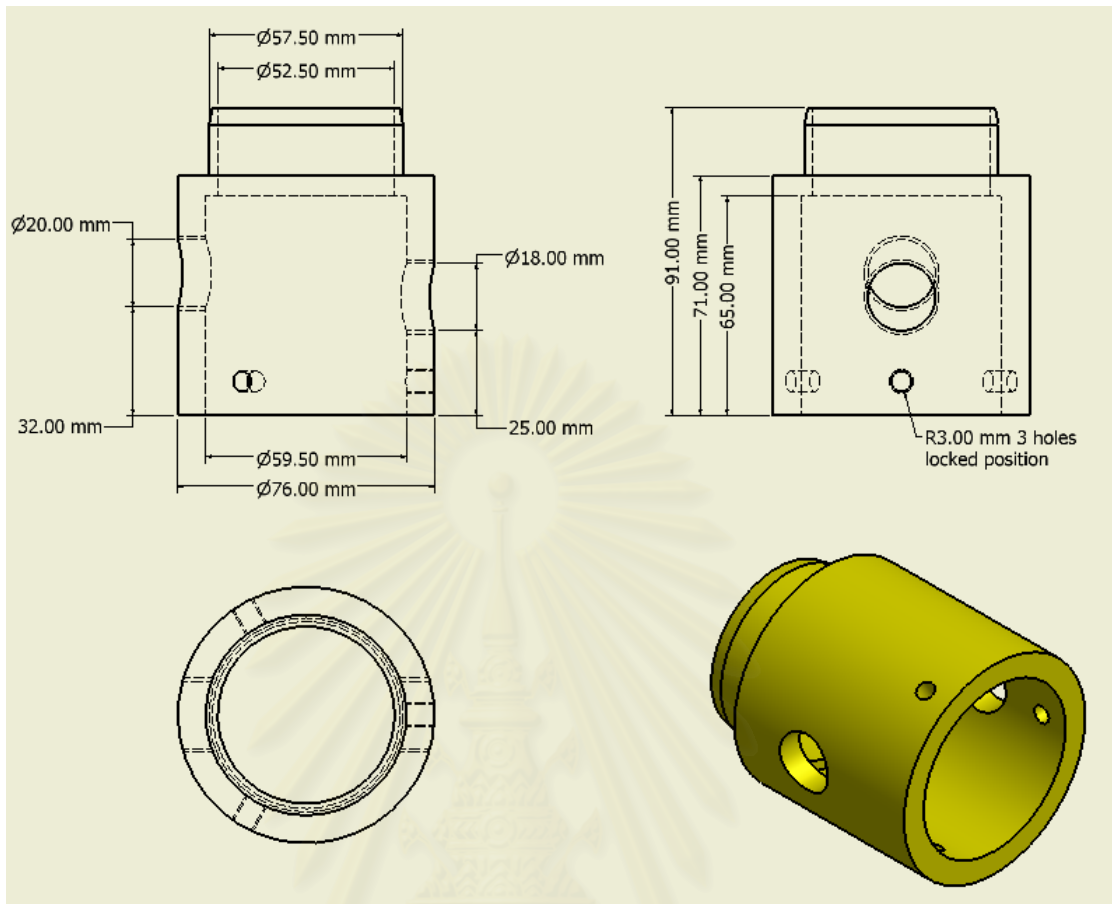


รูปที่ 4-40 กราฟแสดงความสัมพันธ์เพื่อประมาณสมการของ  $C_{DA}$  และ  $C_{Df}$

ในรูปที่ 4-41 ถึง รูปที่ 4-42 เป็นภาพแบบพร้อมขนาดของมิกเซอร์ที่ใช้ในการศึกษา ส่วนรูปที่ 4-43 ถึง รูปที่ 4-44 ภาพจริงของมิกเซอร์



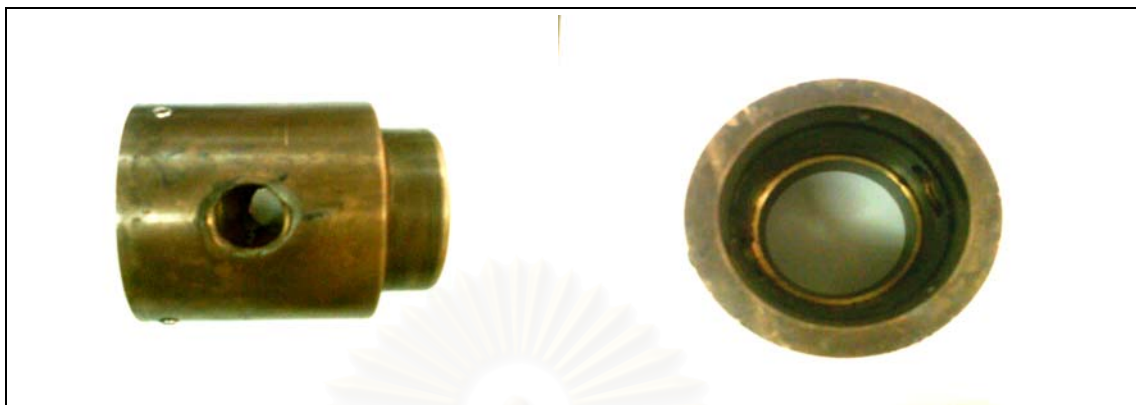
รูปที่ 4-41 แสดงแบบพร้อมขนาดของมิกเซอร์ชิ้นส่วนด้านใน



รูปที่ 4-42 แสดงแบบพร้อมขนาดของมิกเซอร์ชิ้นส่วนด้านนอก



รูปที่ 4-43 แสดงภาพจริงของมิกเซอร์ชิ้นส่วนด้านใน



รูปที่ 4-44 แสดงภาพจริงของมิกเซอร์ชิ้นส่วนด้านนอก

#### 4.2.2 ติดตั้งอุปกรณ์ก๊าซ

จากการได้ศึกษาชิ้นส่วนต่างๆ ของอุปกรณ์ก๊าซ รวมทั้งออกแบบมิกเซอร์ที่จะนำมาใช้งานต่อไปจึงเป็นการนำอุปกรณ์ทั้งหมดมาติดตั้งบนรถยนต์ทดสอบให้สมบูรณ์และถูกต้องตามมาตรฐาน (ISO 15500) ที่กำหนดโดยกรมการขนส่งทางบก

สำหรับการติดตั้งจะเริ่มจาก

1. ทำขาตั้งพร้อมที่ยึดถังก๊าซติดกับตัวรถยนต์ให้มั่นคงและปลอดภัยตามมาตรฐานที่กำหนด โดยการติดตั้งถังก๊าซในรถยนต์ทดสอบจะทำการติดตั้งที่ห้องเก็บสัมภาระท้ายรถยนต์ ดังแสดงในรูปที่ 4-45 (ก)และ(ข)



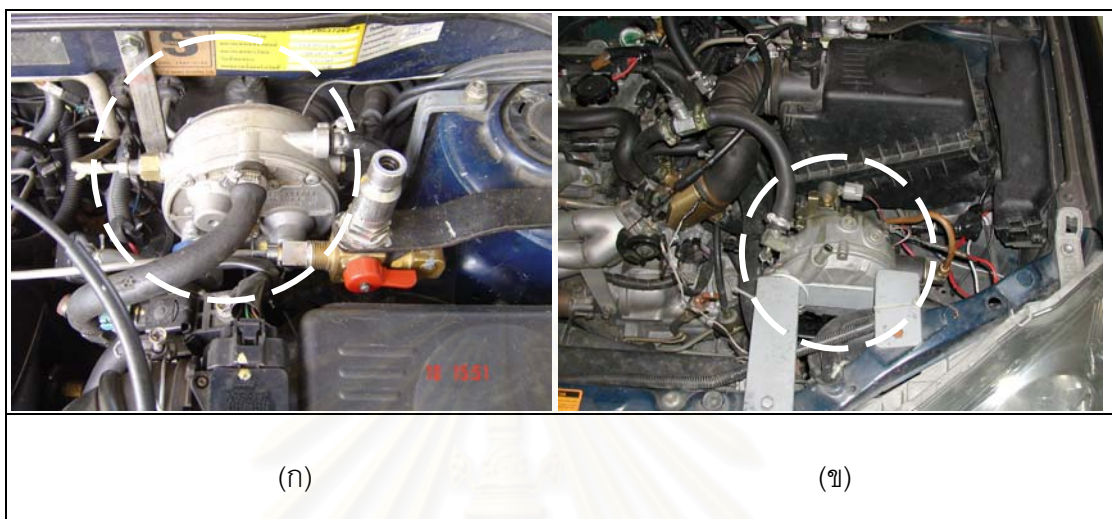
(ก)

(ข)

รูปที่ 4-45 แสดงภาพขาตั้งและตำแหน่งการยึดติดตั้งก๊าซกับตัวรถ

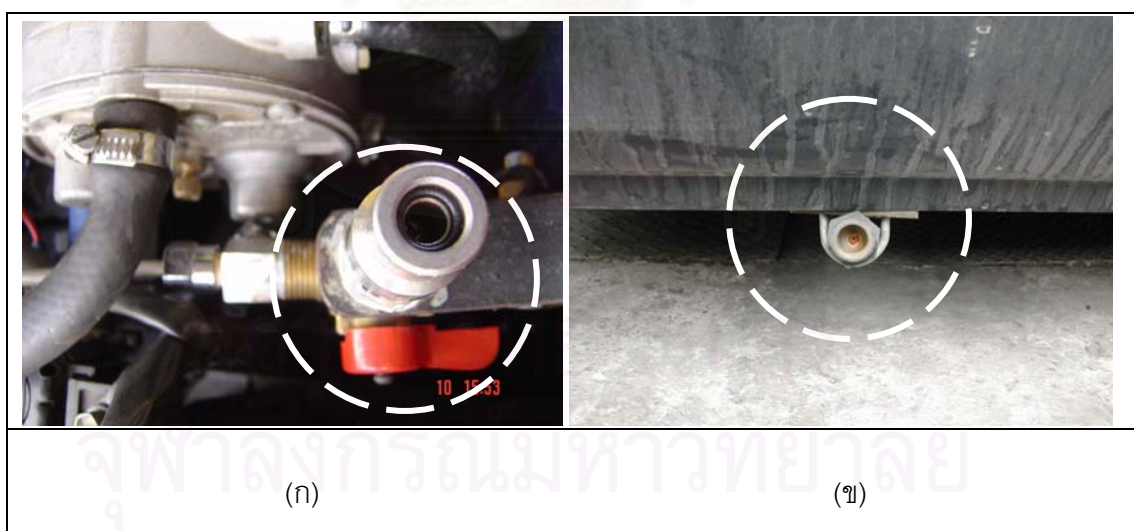
(ก) ถังก๊าซธรรมชาติ (ข) ถังก๊าซหุงต้ม

2. ทำการติดตั้งอุปกรณ์ปรับลดความดัน หัวเติมก๊าซ และเกจวัดความดัน(แสดงปริมาณก๊าซที่มีอยู่ในถัง) โดยอุปกรณ์จะต้องยึดติดกับตัวถังให้แน่นหนาและปลอดภัย ดังแสดงในรูปที่ 4-46(ก)และ(ข) ถึง รูปที่ 4-48(ก)และ(ข)



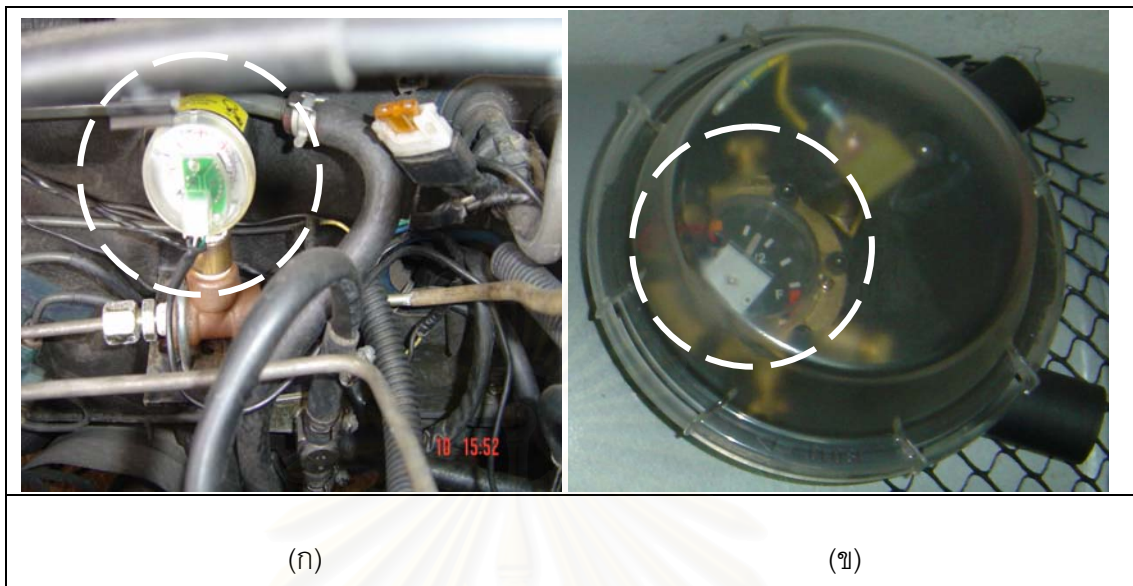
รูปที่ 4-46 แสดงภาพอุปกรณ์ปรับลดความดัน

(ก) ก๊าซธรรมชาติ (ข) ก๊าซหุงต้ม



รูปที่ 4-47 แสดงภาพหัวเติมก๊าซ (ก) หัวเติมก๊าซธรรมชาติ

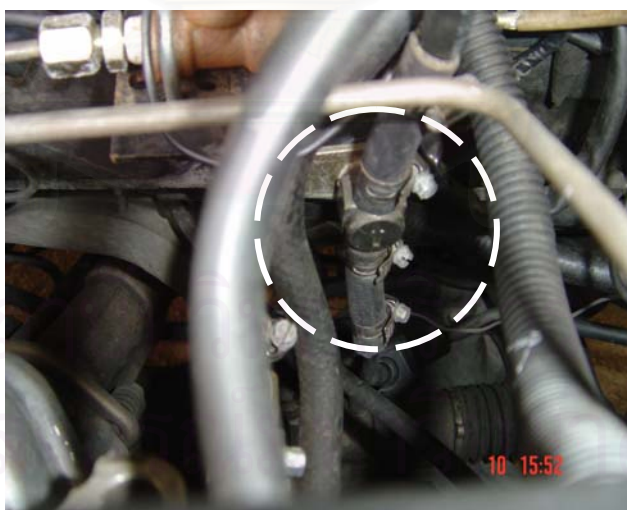
(ข) หัวเติมก๊าซหุงต้ม



รูปที่ 4-48 แสดงภาพเกจวัดความดัน (ก) ของก๊าซธรรมชาติ

(ข) ของก๊าซหุงต้ม

3. ติดตั้งโซลินอยด์ตัดน้ำมันบริเวณท่อน้ำมัน ดังแสดงในรูปที่ 4-49



รูปที่ 4-49 แสดงภาพบริเวณติดตั้งโซลินอยด์น้ำมัน

### 4.2.3 ทดสอบบนถนน( Road test )

การทดสอบเครื่องยนต์ขณะที่ขับเคลื่อนรถยนต์นั่งขนาดเล็กด้วยความเร็วคงที่ จัดทำขึ้นเพื่อศึกษาหาข้อมูลอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงเบื้องต้นระหว่างการใช้ก๊าซธรรมชาติอัดและก๊าซหุงต้ม ก่อนการทดสอบสมรรถนะและมลพิษที่จะเกิดจากรถยนต์ทดสอบ โดยการขับด้วยความเร็วคงที่ 60,70,80 และ 90 กม./ชม.

ผู้วิจัยดำเนินการทดสอบในช่วงกลางคืนเพื่อหลีกเลี่ยงปัญหาการจราจรเนื่องจากระหว่างการขับด้วยความเร็วคงที่ ต้องใช้เส้นทางราบที่มีรถสัญจรไปมาน้อยที่สุดเพื่อให้ได้ระยะทางเพียงพอสำหรับการควบคุมความเร็วรถให้คงที่ในช่วงวัดประเมินผล

นอกจากนี้การทดสอบในช่วงเวลากลางคืนยังมีข้อดีคือ ทำให้สภาวะเงื่อนไขการทำงานของเครื่องยนต์มีค่าใกล้เคียงกันทุกครั้งที่ทำทดสอบ เนื่องจากในช่วงเวลากลางคืนไม่มีผลของความร้อนจากแสงแดดจึงทำให้อุณหภูมิบรรยากาศระหว่างทดสอบค่อนข้างคงที่ในแต่ละวันที่ทำการทดสอบตั้งแต่เริ่มต้นจนถึงสิ้นสุดการทดสอบ (ค่าความแตกต่างของอุณหภูมิบรรยากาศที่วัดได้ในแต่ละวันที่ทดสอบมีค่าแตกต่างกันไม่เกิน  $3^{\circ}\text{C}$ ) ซึ่งมีผลทำให้

- อุณหภูมิของผิวถนนมีค่าคงที่ ดังนั้นสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานระหว่างผิวถนนกับยางรถยนต์จึงไม่มีผลกระทบจากการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิผิวถนน (ก่อนการทดสอบได้ทำการตรวจวัดความดันลมยางเริ่มต้นให้มีค่าเท่ากับ 32 ปอนด์ต่อตารางนิ้วเท่ากันทั้ง 4 ล้อทุกครั้ง โดยใช้เกจวัดความดันลมยางตัวเดียวกันตลอดการทดสอบ)
- ผลจากอุณหภูมิบรรยากาศภายนอกที่ค่อนข้างคงที่และไม่มีผลของความร้อนจากแสงแดดทำให้ภาระทางความเย็น(Cooling load) ของระบบปรับอากาศในรถยนต์มีค่าค่อนข้างคงที่ (โดยตำแหน่งสวิทช์ควบคุมอุณหภูมิในห้องโดยสาร กำหนดให้เป็นตำแหน่งสูงสุดตลอดการทดสอบ) จึงมีผลให้ภาระส่วนเพิ่มของเครื่องยนต์เนื่องจากการทำงานของคอมเพรสเซอร์เครื่องปรับอากาศมีค่าใกล้เคียงกัน
- ผลจากอุณหภูมิบรรยากาศระหว่างทดสอบที่ใกล้เคียงกันทำให้ผลของการขยายตัวเชิงปริมาตรของก๊าซเชื้อเพลิงมีการเปลี่ยนแปลงน้อย
- เส้นทางและรูปแบบการขับรถทดสอบกำหนดให้เป็นแบบเดียวกันตลอดการทดสอบ

การตรวจความพร้อมของเครื่องยนต์ ก่อนการทดสอบทุกครั้ง ได้แก่ การตรวจระดับน้ำมันหล่อลื่น น้ำหล่อเย็น น้ำมันเบรกและคลัช การรั่วซึมที่ชิ้นส่วนต่างๆ ของเครื่องยนต์ การตรวจความดันของลมยาง เป็นต้น ข้อมูลที่ทำการเก็บบันทึกประกอบไปด้วย ข้อมูลที่ใช้ในการตรวจสอบความเร็วรถยนต์, ข้อมูลอุณหภูมิการทำงานของเครื่องยนต์ และข้อมูลเกี่ยวกับอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง โดยมีรายละเอียดโดยสังเขปดังนี้



- ข้อมูลระยะเวลาที่รถยนต์ใช้ในการเคลื่อนที่ในทางราบทุกๆ 3 กิโลเมตร เทียบกับ เวลาที่ได้จากการคำนวณซึ่งใช้ในการตรวจสอบความเร็วรถยนต์ให้มีค่าคงที่ตลอดช่วงระยะเวลาที่ จดบันทึกข้อมูลระหว่างการทดสอบ

- ข้อมูลอุณหภูมิการทำงาน of เครื่องยนต์ ได้แก่ อุณหภูมิของน้ำหล่อเย็นที่ทางเข้าและ ทางออกของเครื่องยนต์ อุณหภูมิของอากาศที่ทางเข้าของท่อร่วมไอดี อุณหภูมิของไอเสีย อุณหภูมิ ของน้ำมันหล่อลื่น อุณหภูมิของบรรยากาศภายในห้องเครื่อง

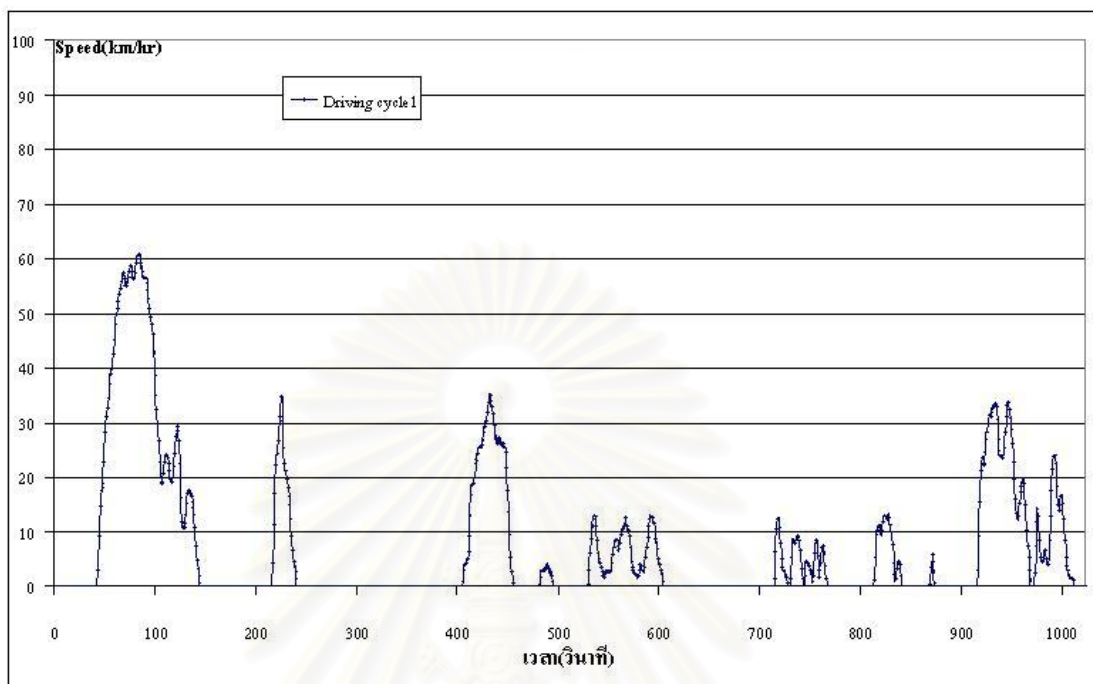
- ข้อมูลระยะทางที่ใช้ในการวิ่งทดสอบและข้อมูลปริมาณเชื้อเพลิงก๊าซที่ใช้ไป ซึ่งเป็นการ บันทึกอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง ขณะที่เครื่องยนต์ทำงานที่สภาวะคงตัวและอุณหภูมิการ ทำงานของเครื่องยนต์มีค่าคงที่

ก่อนวัดอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง ได้ทำการตรวจสอบความเร็วของรถยนต์ให้มีค่าคงที่ ตลอดระยะเวลาที่เก็บบันทึกข้อมูล โดยการจับเวลาขณะที่รถเคลื่อนที่ในทางราบผ่านไม้ลึกลับ 3 กิโลเมตร เทียบกับเวลาที่ได้จากการคำนวณและทำการตรวจสอบให้แน่ใจว่า เครื่องยนต์ทำงานที่สภาวะคงตัวจนอุณหภูมิการทำงาน of เครื่องยนต์มีค่าคงที่ก่อนเริ่มเก็บข้อมูล อุณหภูมิ จากการตรวจสอบทั้งสองส่วนขณะที่ทำการบันทึกข้อมูลทำให้แน่ใจว่าอัตราการสิ้นเปลือง เชื้อเพลิงที่วัดได้มีความแม่นยำและถูกต้องสูง

#### 4.2.4 ทดสอบมลพิษจากเครื่องยนต์

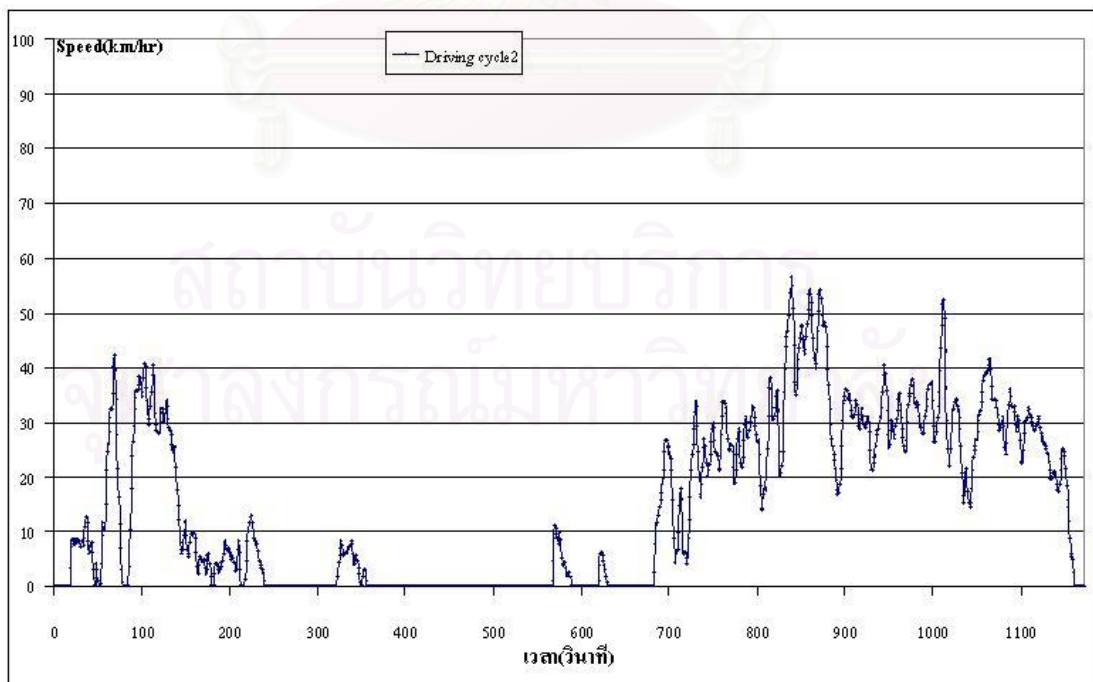
การศึกษาเกี่ยวกับมลพิษจากเครื่องยนต์ ทำโดยการวัดมลพิษที่เกิดขึ้นจากปลายท่อไอเสียว่า อยู่ในเกณฑ์ระดับใดและในแต่ละช่วงการขับขี่ทั้งการเร่งความเร็ว การลดความเร็ว การเดินรอบเบา มีผลอย่างไรต่อเครื่องยนต์กับการปล่อยมลพิษ ซึ่งในการศึกษาได้ทำการทดสอบที่ห้องปฏิบัติการ ทดสอบมลพิษของกรมควบคุมมลพิษ โดยรูปแบบของการขับขี่ทดสอบจะถูกกำหนดขึ้นมาทั้งหมด 6 กลุ่มลักษณะขับขี่ (วัฏจักร) แสดงในรูปที่ (4-50) ถึงรูปที่ (4-55) โดยมีความเร็วเฉลี่ยแต่ละกลุ่ม ลักษณะการขับขี่ ดังนี้ 7.4, 14.6, 23.4, 33.2, 42.9 และ 73.9 km/hr ที่กลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 1, 2, 3, 4, 5 และ 6 ตามลำดับ ส่วนระยะเวลาในการทดสอบแต่ละกลุ่ม คือ 1023, 1172, 520, 368, 568 และ 695 วินาที ที่กลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 1, 2, 3, 4, 5 และ 6 ตามลำดับ

## 1. วิจัยจากรที่ 1



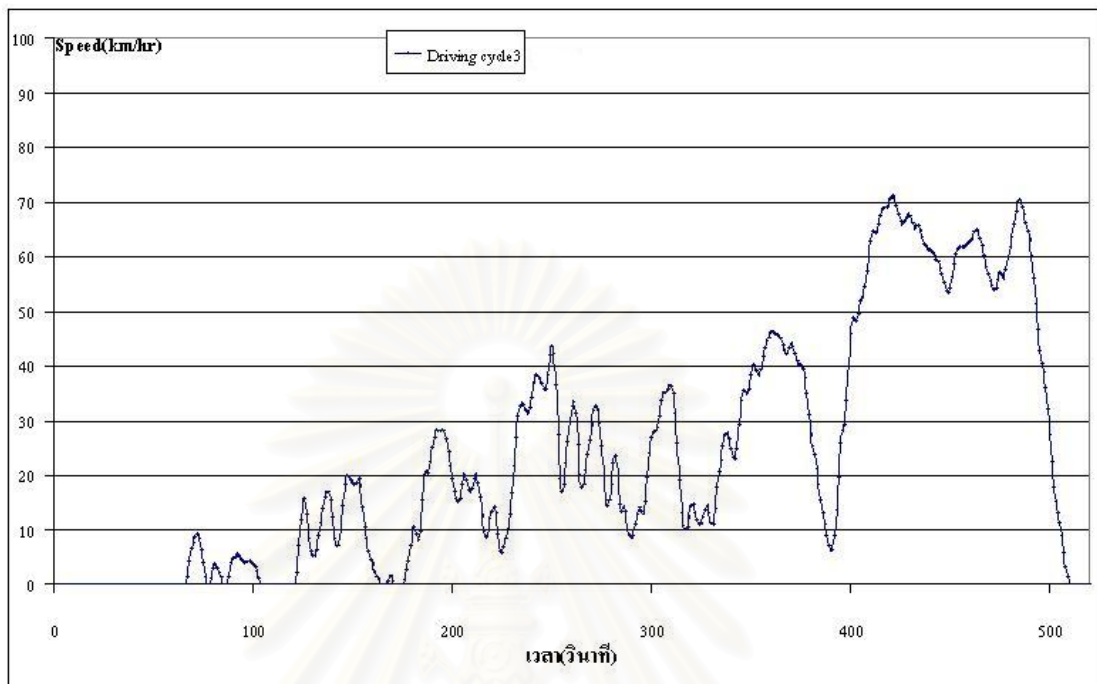
รูปที่ 4-50 แสดงรูปแบบการขับขี่กลุ่มลักษณะที่ 1

## 2. วิจัยจากรที่ 2



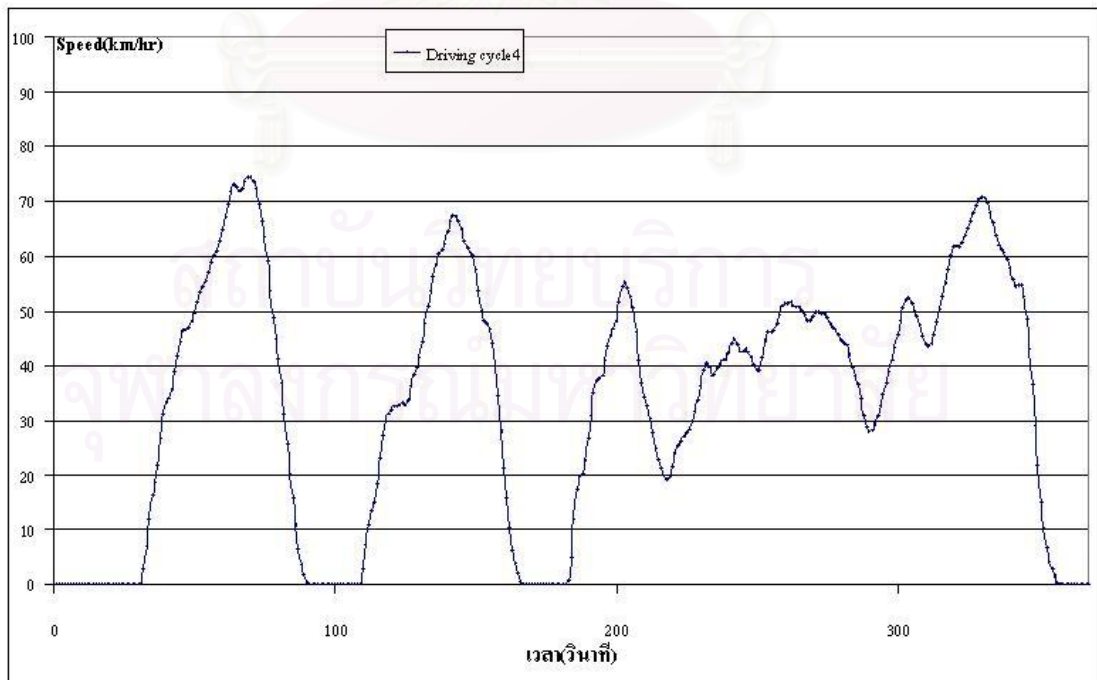
รูปที่ 4-51 แสดงรูปแบบการขับขี่กลุ่มลักษณะที่ 2

## 3. วิจัยครั้งที่ 3



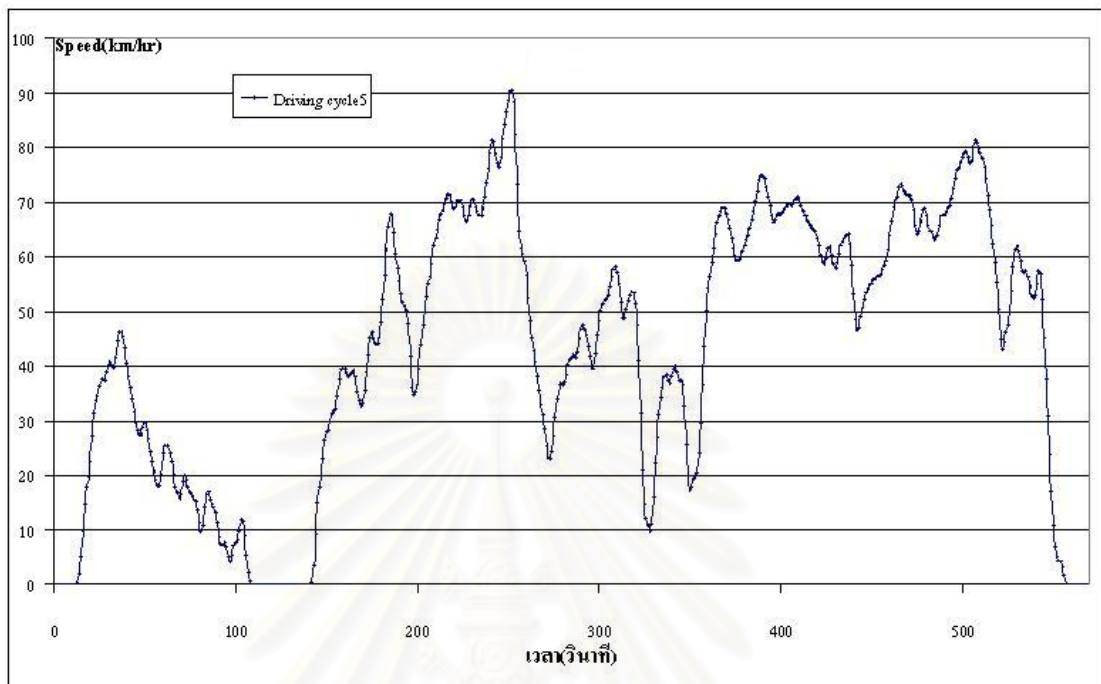
รูปที่ 4-52 แสดงรูปแบบการขับขี่กลุ่มลักษณะที่ 3

## 4. วิจัยครั้งที่ 4



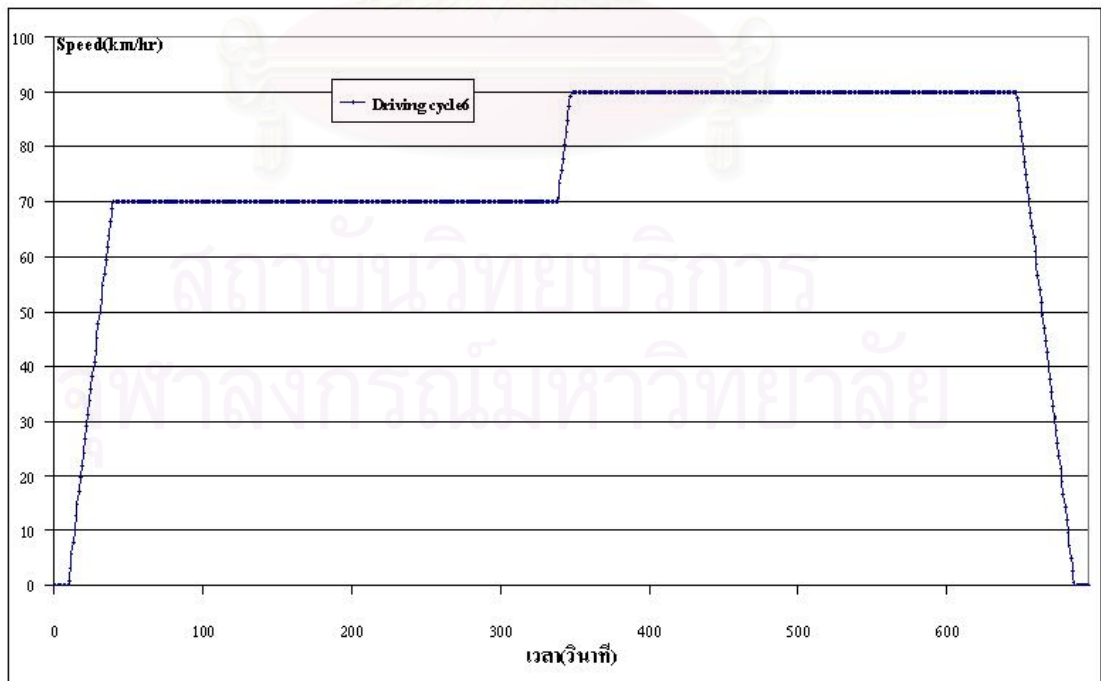
รูปที่ 4-53 แสดงรูปแบบการขับขี่กลุ่มลักษณะที่ 4

## 5. วิจัยครั้งที่ 5



รูปที่ 4-54 แสดงรูปแบบการขับขี่กลุ่มลักษณะที่ 5

## 6. วิจัยครั้งที่ 6



รูปที่ 4-55 แสดงรูปแบบการขับขี่กลุ่มลักษณะที่ 6

สำหรับการทดสอบที่กรมควบคุมมลพิษ ในการทดสอบแต่ละเชื้อเพลิงได้ทำการทดสอบ แบ่งออกเป็น 2 ช่วง โดยช่วงแรกจะทำการทดสอบวัฏจักรที่ 1,3,5 ต่อเนื่องกัน ก่อนจะหยุดให้ เครื่องวิเคราะห์ไอเสียทำงานคำนวณหาปริมาณมลพิษที่เกิดขึ้นจากการทดสอบ(เป็นเวลาประมาณ 40 นาที) หลังจากนั้นจะทำการทดสอบต่อในวัฏจักรที่ 2,4,6 ต่อเนื่องกัน แล้วหยุดให้เครื่อง วิเคราะห์ไอเสียทำงาน สำหรับการทดสอบโดยเปลี่ยนเชื้อเพลิงใหม่ก่อนทดสอบจะทำการปิดระบบ จ่ายเชื้อเพลิงที่ทดสอบไปแล้ว และเปิดระบบเชื้อเพลิงใหม่ หลังจากนั้นจะทำการวิ่งรถยนต์ด้วย เชื้อเพลิงใหม่เป็นระยะทางมากกว่า 20 กิโลเมตร



สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

## บทที่ 5

### ผลการทดสอบและการวิเคราะห์ผล

ในบทนี้จะกล่าวถึงผลและการวิเคราะห์ข้อมูลที่ได้จากการทดสอบ ทั้งการทดสอบสมรรถนะและการทดสอบมลพิษของรถยนต์ TOYOTA CORROLA ALTIS 1.6J ผลการทดสอบแบ่งเป็น 2 ส่วน 1.ผลการทดสอบอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงของรถยนต์ที่สภาวะความเร็วคงที่ 2.การทดสอบของรถยนต์บนแท่นทดสอบ (Chassis Dynamometer) เพื่อหาอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงและมลภาวะที่สภาวะการขับขี่ตามรูปแบบ Bangkok Driving Mode

#### 5.1 ผลการทดสอบอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงของรถยนต์ที่สภาวะความเร็วคงที่

ในการทดสอบหาอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงก๊าศของรถยนต์ที่สภาวะความเร็วคงที่ จะทำการวัดและเปรียบเทียบอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงโดยใช้เครื่องยนต์ขับเคลื่อนรถยนต์ทดสอบด้วยความเร็วคงที่ ระหว่างการใช้ก๊าซธรรมชาติและก๊าซหุงต้ม โดยการขับที่รถยนต์ที่ความเร็วคงที่ 60, 70, 80, 90 km/hr โดยระหว่างการทดสอบจะทำการบันทึกค่าตัวแปรการทำงานของเครื่องยนต์ อาทิ ค่าอุณหภูมิส่วนต่างๆ ของรถยนต์ (อุณหภูมิบรรยากาศห้องเครื่องใต้ฝากระโปรงรถ(อุณหภูมิอากาศในห้องเครื่องบริเวณก่อนทางเข้าหม้อกรองอากาศ), อุณหภูมิไอดี, อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นเข้าเครื่องและออกจากเครื่อง, อุณหภูมิน้ำมันเครื่อง, อุณหภูมิไอเสีย)ตลอดการทดสอบ ซึ่งจะทำการจดค่าอุณหภูมิทุก 3 นาที พร้อมทั้งทำการจดปริมาณของเชื้อเพลิงก๊าศธรรมชาติและก๊าซหุงต้มที่ใช้ในการทดสอบแต่ละครั้ง เพื่อนำมาคำนวณหาอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงก๊าศธรรมชาติและก๊าซหุงต้ม ในแต่ละความเร็วคงที่

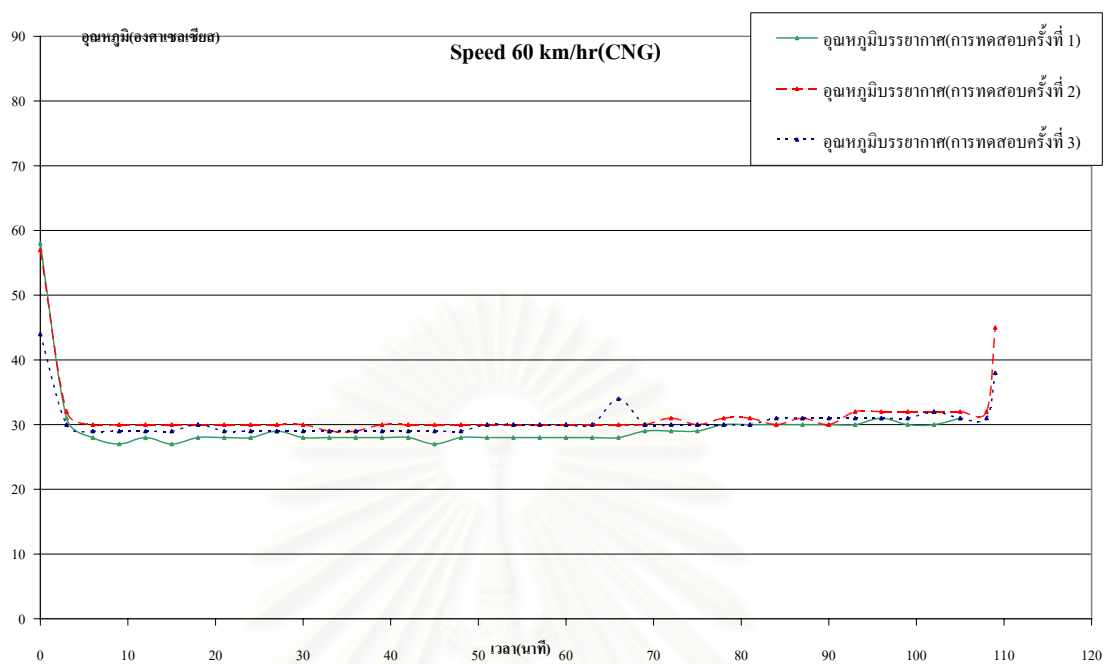
##### 5.1.1 ผลการทดสอบของก๊าซธรรมชาติ

###### 5.1.1.1 แสดงผลอุณหภูมิที่วัดได้ในการทดสอบ

ในการทดสอบค่าอุณหภูมิที่ทำการบันทึกจะได้มาจากการอ่านค่าที่ตัวแสดงผลอุณหภูมิแบบดิจิตอลที่ต่อเชื่อมกับเทอร์โมคัปเปิ้ลวัดอุณหภูมิในแต่ละจุดที่จะทำการบันทึก โดยทำการวัดอุณหภูมิทุก 3 นาที ซึ่งเริ่มทำการวัดค่าแรกตั้งแต่ออกจากสถานีบริการเชื้อเพลิงและวัดค่าสุดท้ายเมื่อกลับมาถึงจุดเริ่มต้นที่สถานีบริการเชื้อเพลิง

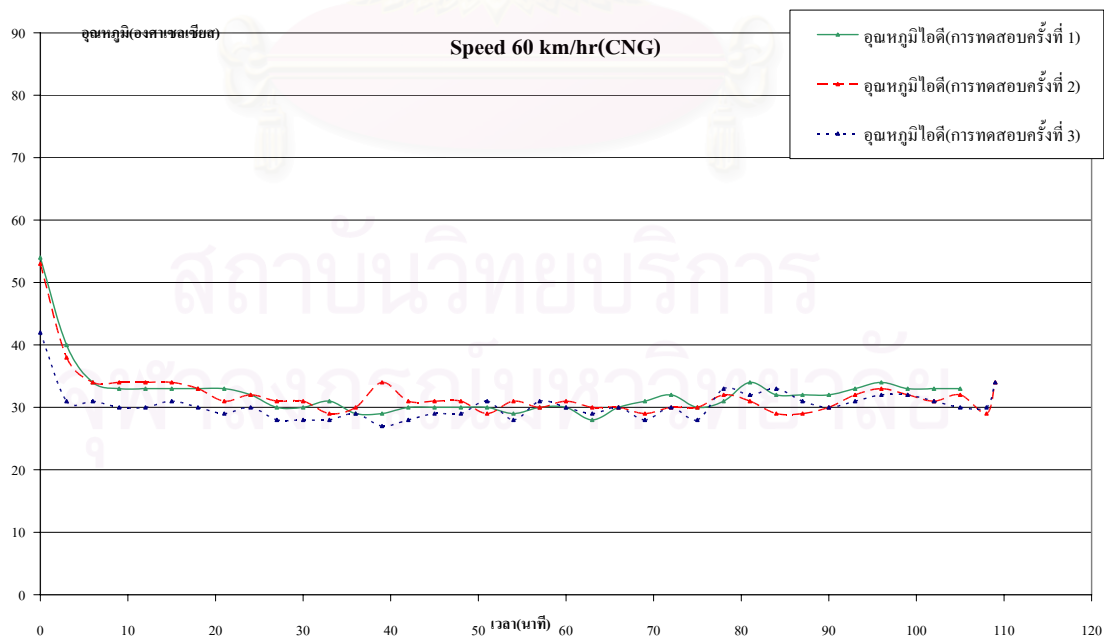
###### 5.1.1.1.1 ความเร็วคงที่ 60 กิโลเมตรต่อชั่วโมง

- อุณหภูมิบรรยากาศห้องเครื่องใต้ฝากระโปรงรถ



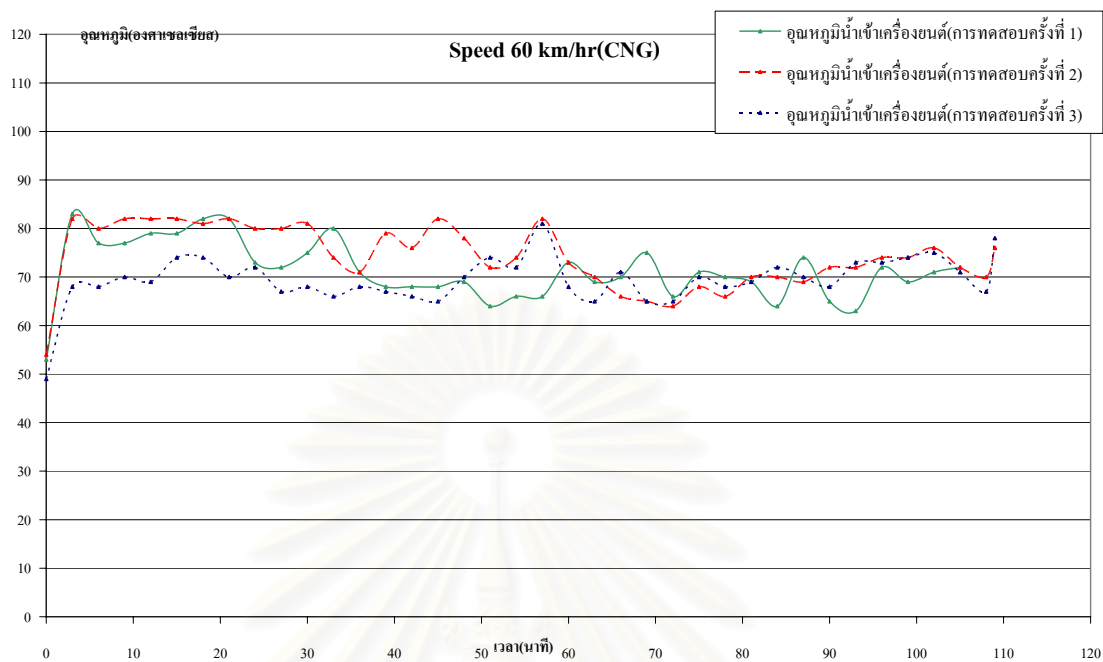
รูปที่ 5-1 แสดงกราฟอุณหภูมิบรรยากาศห้องเครื่องใต้ฝากระโปรงรถตลอดการขับขี่ที่ความเร็วคงที่ 60 กิโลเมตร/ชั่วโมง จำนวนการทดสอบ 3 ครั้ง

- อุณหภูมิไอดี



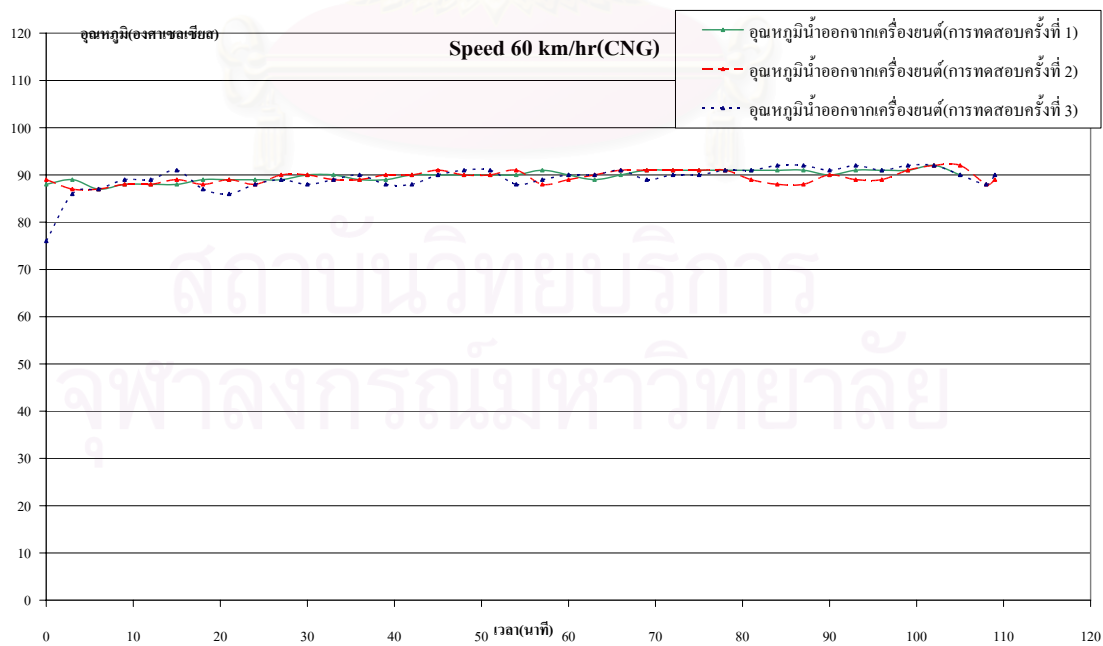
รูปที่ 5-2 แสดงกราฟอุณหภูมิไอดีตลอดการขับขี่ที่ความเร็วคงที่ 60 กิโลเมตร/ชั่วโมง จำนวนการทดสอบ 3 ครั้ง

- อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นเข้าเครื่องยนต์



รูปที่ 5-3 แสดงกราฟอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นเข้าเครื่องยนต์ตลอดการขับที่ความเร็วคงที่ 60 กิโลเมตร/ชั่วโมง จำนวนการทดสอบ 3 ครั้ง

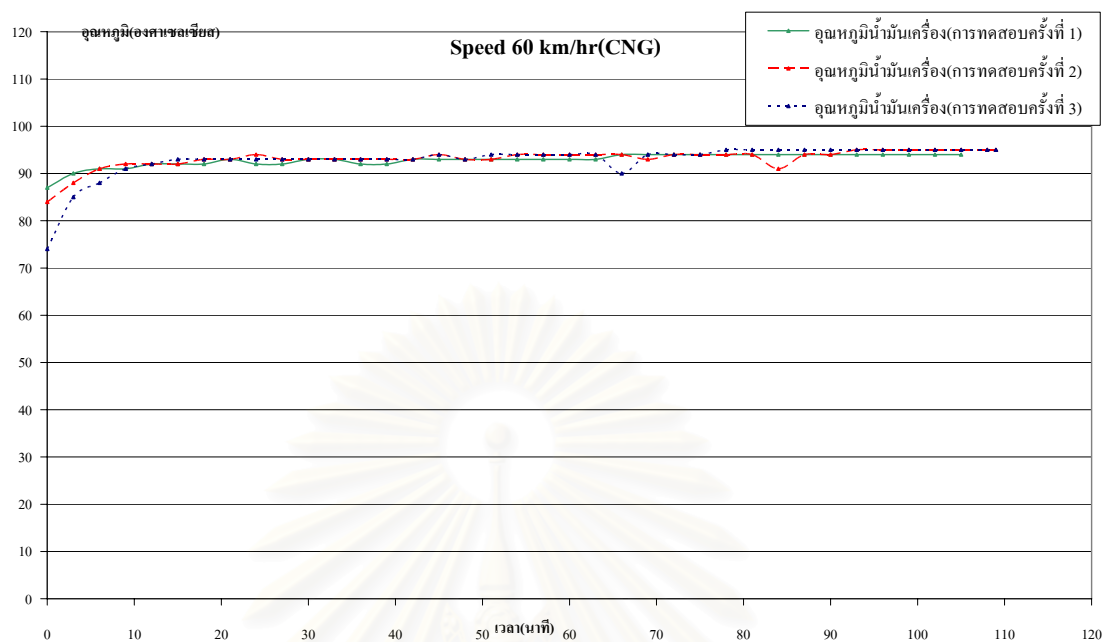
- อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นออกจากเครื่องยนต์



รูปที่ 5-4 แสดงกราฟอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นออกจากเครื่องยนต์ตลอดการขับที่ความเร็วคงที่ 60 กิโลเมตร/ชั่วโมง จำนวนการทดสอบ 3 ครั้ง

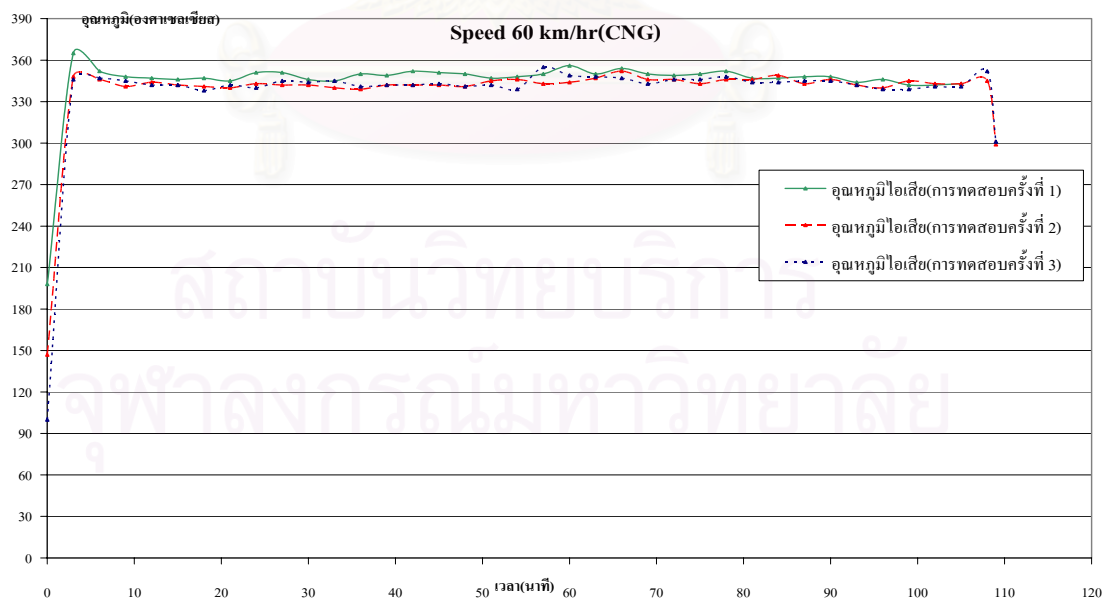


- อุณหภูมิน้ำมันเครื่อง



รูปที่ 5-5 แสดงกราฟอุณหภูมิน้ำมันเครื่องตลอดการขับขี่ที่ความเร็วคงที่ 60 กิโลเมตร/ชั่วโมง  
จำนวนการทดสอบ 3 ครั้ง

- อุณหภูมิไอเสีย

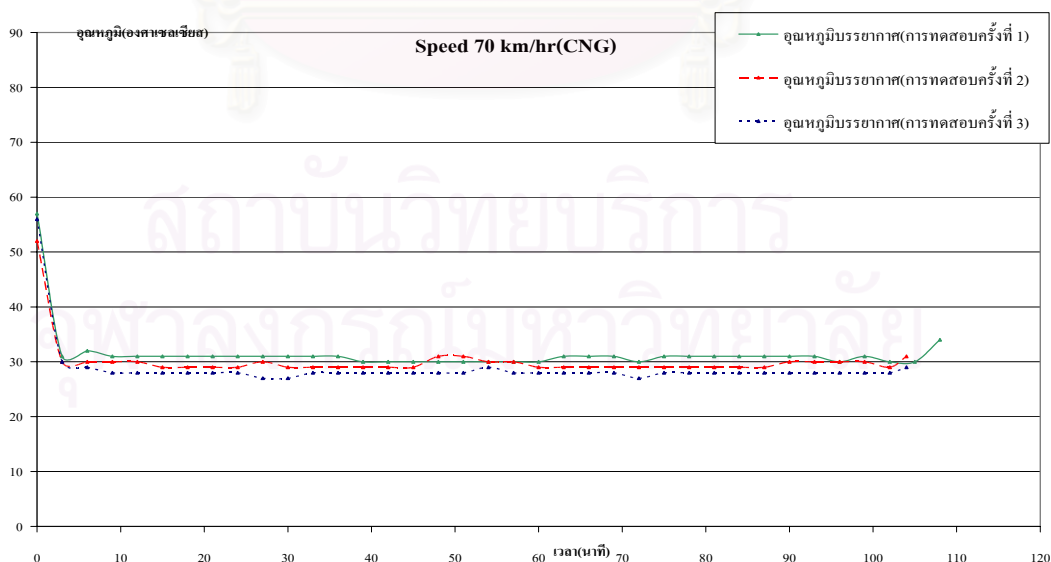


รูปที่ 5-6 แสดงกราฟอุณหภูมิไอเสียตลอดการขับขี่ที่ความเร็วคงที่ 60 กิโลเมตร/ชั่วโมง  
จำนวนการทดสอบ 3 ครั้ง

จากกราฟรูปที่ 5-1 ถึง รูปที่ 5-6 แสดงผลอุณหภูมิที่วัดได้จากการวิ่งทดสอบบนถนนจริง ที่ความเร็วคงที่ 60 กิโลเมตร/ชั่วโมง ใช้ก๊าซธรรมชาติเป็นเชื้อเพลิง ทดสอบเป็นจำนวน 3 ครั้ง จากการพิจารณาพบว่าอุณหภูมิบรรยากาศห้องเครื่องได้ฝากระโปรงรถมีค่าเฉลี่ย 29.72 °C มีค่าเบี่ยงเบนมาตรฐาน 0.92 °C, อุณหภูมิไอดีมีค่าเฉลี่ย 31.24 °C มีค่าเบี่ยงเบนมาตรฐาน 1.19 °C, อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นเข้าเครื่องยนต์มีค่าเฉลี่ย 71.91 °C มีค่าเบี่ยงเบนมาตรฐาน 3.4 °C, อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นออกจากเครื่องยนต์มีค่าเฉลี่ย 87.42 °C มีค่าเบี่ยงเบนมาตรฐาน 1.11 °C, อุณหภูมิน้ำมันเครื่องมีค่าเฉลี่ย 93.42 °C มีค่าเบี่ยงเบนมาตรฐาน 1.07 °C, อุณหภูมิไอเสียมีค่าเฉลี่ย 345.25 °C มีค่าเบี่ยงเบนมาตรฐาน 2.47 °C จากการสังเกตอุณหภูมิบรรยากาศมีค่าใกล้เคียงกันตลอดการทดสอบหนึ่งครั้ง และเมื่อพิจารณาอุณหภูมิของไอเสีย อุณหภูมิน้ำมันเครื่องด้วย พบว่าใกล้เคียงตลอดการทดสอบจึงสรุปได้ว่าเครื่องยนต์ทำงานที่สภาวะคงตัวตลอดการทดสอบ และเมื่อพิจารณาการทดสอบทั้ง 3 ครั้ง พบว่ามีอุณหภูมิแตกต่างกันไม่มาก สำหรับอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นที่เข้าเครื่องยนต์พบว่าน้ำหล่อเย็นที่ออกจากหม้อน้ำมีอุณหภูมิไม่คงที่มีการแกว่งของอุณหภูมิในแต่ละครั้งการทดสอบมากเพราะที่ความเร็วคงที่ต่ำผลจากพัดลมในระบบระบายความร้อนจะมีมากกว่าลมที่ผ่านหน้ารถยนต์

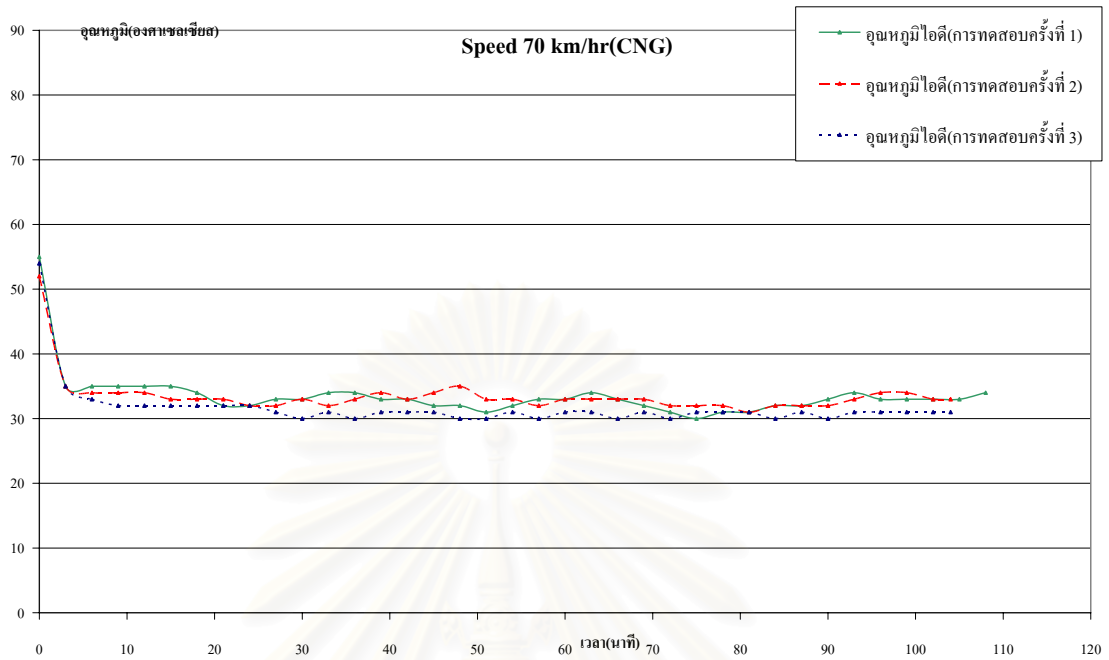
### 5.1.1.1.2 ความเร็วคงที่ 70 กิโลเมตรต่อชั่วโมง

- อุณหภูมิบรรยากาศห้องเครื่องใต้ฝากระโปรงรถ



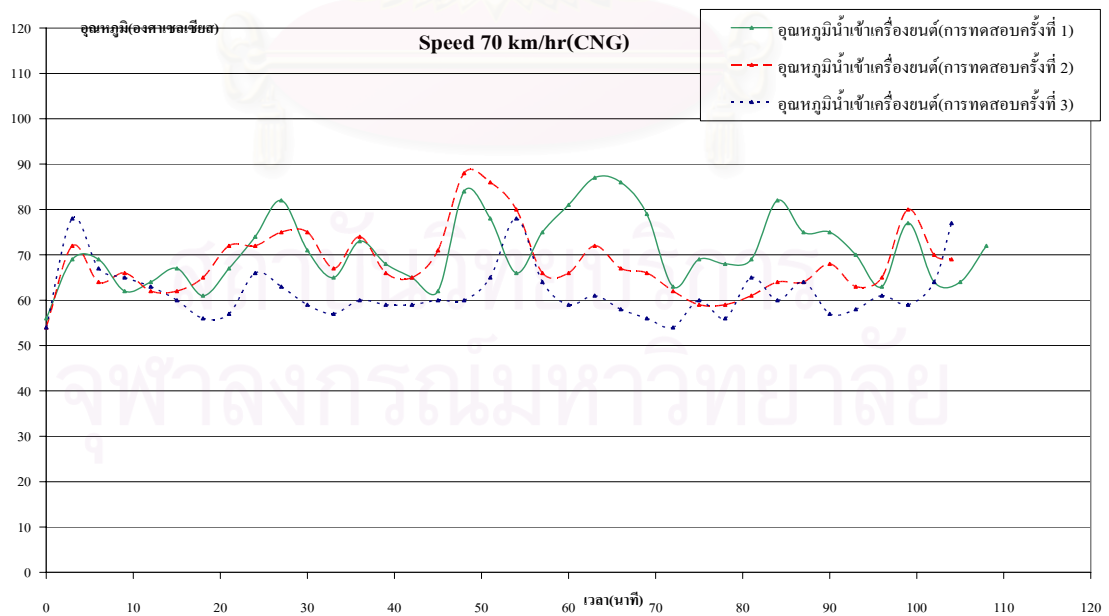
รูปที่ 5-7 แสดงกราฟอุณหภูมิบรรยากาศห้องเครื่องใต้ฝากระโปรงรถตลอดการขับที่ความเร็วคงที่ 70 กิโลเมตร/ชั่วโมง จำนวนการทดสอบ 3 ครั้ง

- อุณหภูมิไอดี



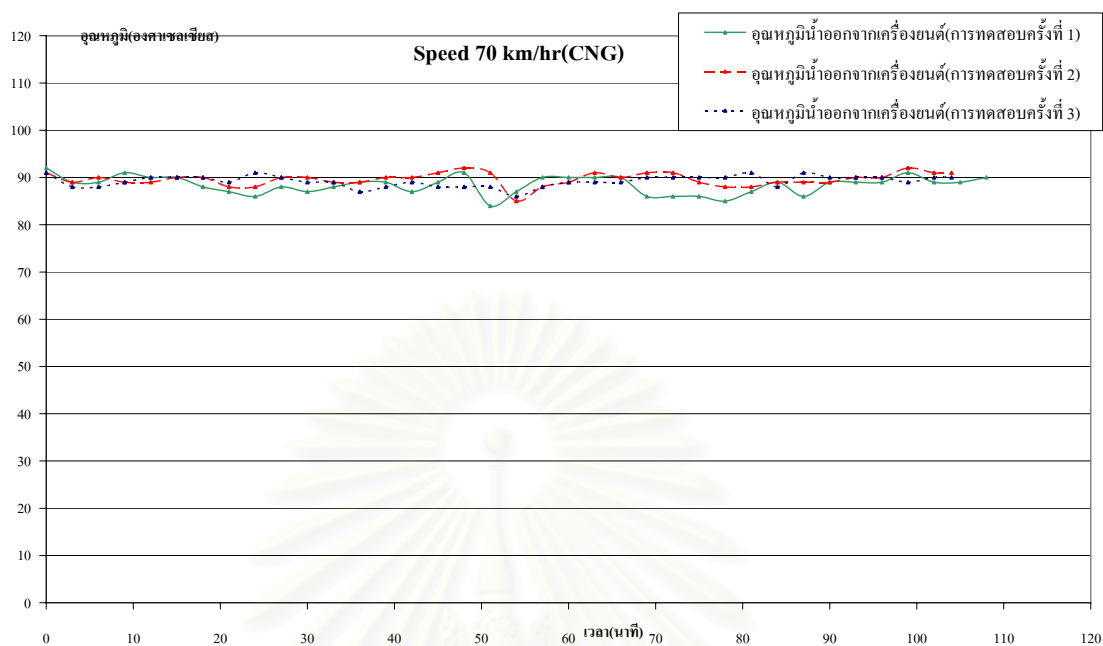
รูปที่ 5-8 แสดงกราฟอุณหภูมิไอดีตลอดการขับขี่ที่ความเร็วคงที่ 70 กิโลเมตร/ชั่วโมง จำนวนการทดสอบ 3 ครั้ง

- อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นเข้าเครื่องยนต์



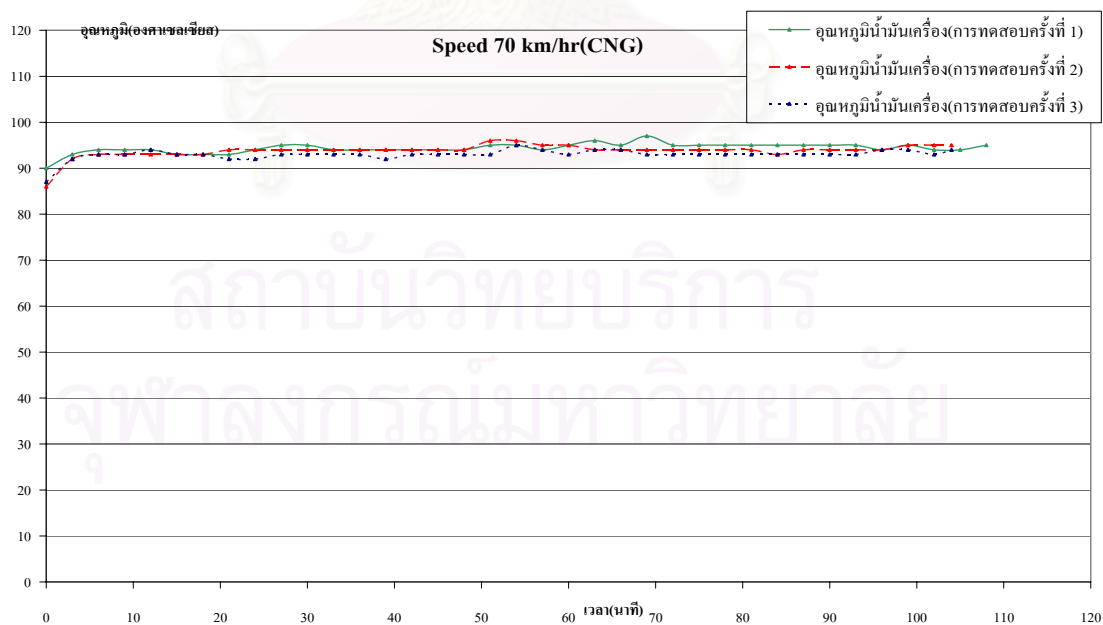
รูปที่ 5-9 แสดงกราฟอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นเข้าเครื่องยนต์ตลอดการขับขี่ที่ความเร็วคงที่ 70 กิโลเมตร/ชั่วโมง จำนวนการทดสอบ 3 ครั้ง

- อุณหภูมิ น้ำหล่อเย็นออกจากเครื่องยนต์



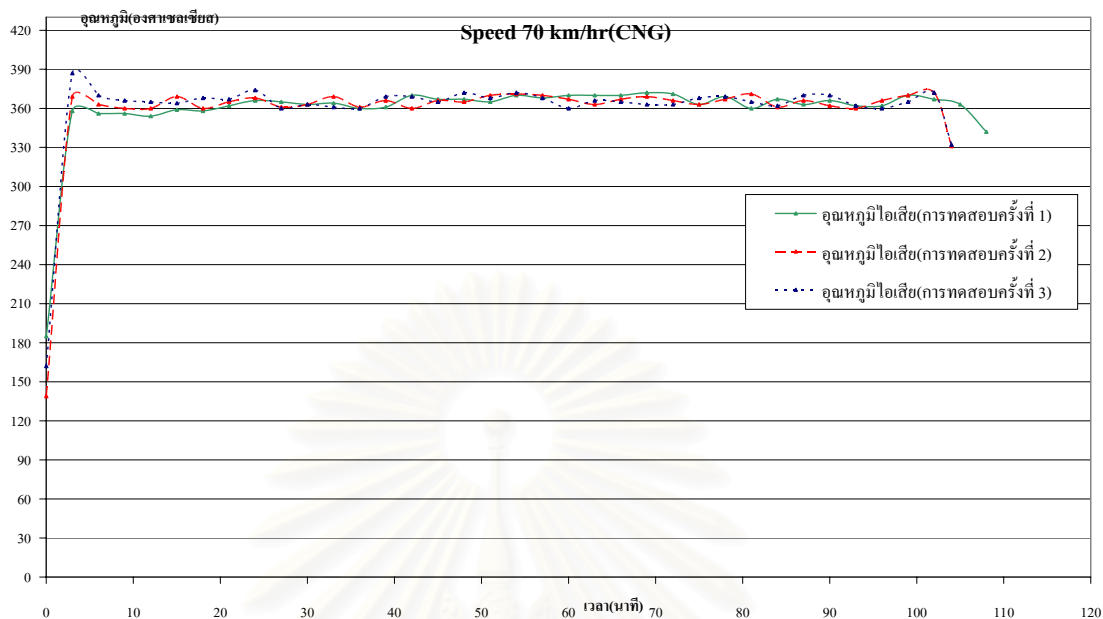
รูปที่ 5-10 แสดงกราฟอุณหภูมิ น้ำหล่อเย็นออกจากเครื่องยนต์ตลอดการขับขี่ที่ความเร็วคงที่ 70 กิโลเมตร/ชั่วโมง จำนวนการทดสอบ 3 ครั้ง

- อุณหภูมิ น้ำมันเครื่อง



รูปที่ 5-11 แสดงกราฟอุณหภูมิ น้ำมันเครื่องตลอดการขับขี่ที่ความเร็วคงที่ 70 กิโลเมตร/ชั่วโมง จำนวนการทดสอบ 3 ครั้ง

## - อุณหภูมิไอเสีย

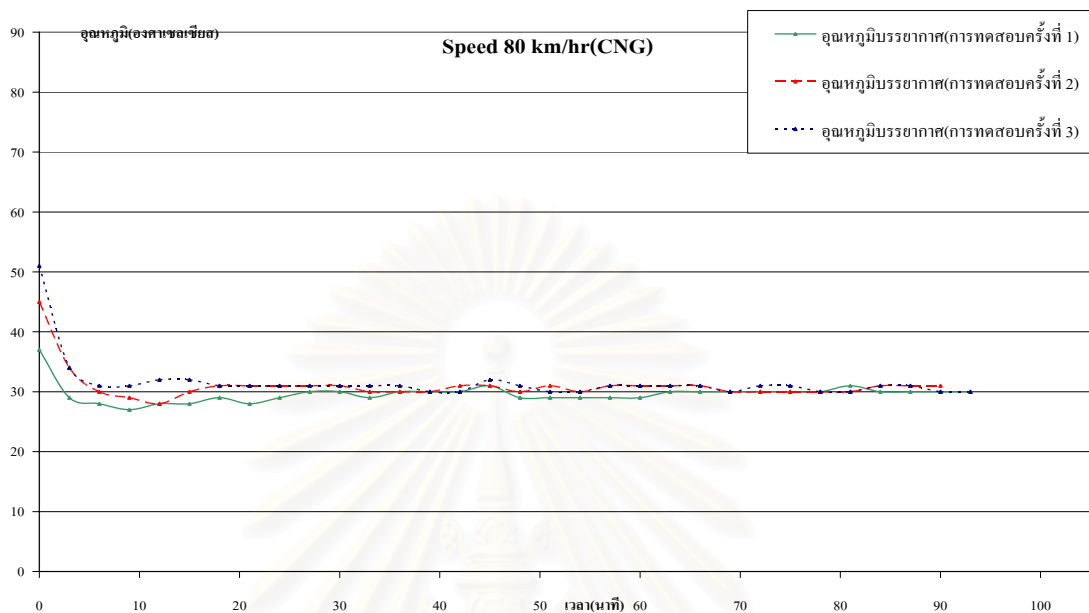


รูปที่ 5-12 แสดงกราฟอุณหภูมิไอเสียตลอดการขับที่ที่ความเร็วคงที่ 70 กิโลเมตร/ชั่วโมง จำนวนการทดสอบ 3 ครั้ง

ที่ความเร็วคงที่ 70 กิโลเมตร/ชั่วโมง เชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติผลอุณหภูมิทดสอบแสดงในรูปที่ 5-7 ถึง รูปที่ 5-12 พบว่าอุณหภูมিবรรยากาศห้องเครื่องได้ฝากระโปรงรถมีค่าเฉลี่ย  $29.56^{\circ}\text{C}$  มีค่าเบี่ยงเบนมาตรฐาน  $0.34^{\circ}\text{C}$ , อุณหภูมิไอดีมีค่าเฉลี่ย  $32.61^{\circ}\text{C}$  มีค่าเบี่ยงเบนมาตรฐาน  $0.88^{\circ}\text{C}$ , อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นเข้าเครื่องยนต์มีค่าเฉลี่ย  $67.40^{\circ}\text{C}$  มีค่าเบี่ยงเบนมาตรฐาน  $4.48^{\circ}\text{C}$ , อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นออกจากเครื่องยนต์มีค่าเฉลี่ย  $87.77^{\circ}\text{C}$  มีค่าเบี่ยงเบนมาตรฐาน  $0.89^{\circ}\text{C}$ , อุณหภูมิน้ำมันเครื่องมีค่าเฉลี่ย  $93.86^{\circ}\text{C}$  มีค่าเบี่ยงเบนมาตรฐาน  $0.59^{\circ}\text{C}$  และอุณหภูมิไอเสียมีค่าเฉลี่ย  $367.65^{\circ}\text{C}$  มีค่าเบี่ยงเบนมาตรฐาน  $3.06^{\circ}\text{C}$  ตลอดการทดสอบ ดังนั้นจึงพิจารณาอุณหภูมিবรรยากาศห้องเครื่องได้ฝากระโปรงรถ อุณหภูมิน้ำมันเครื่อง อุณหภูมิไอเสียที่มีค่าใกล้เคียงตลอดการทดสอบได้ว่าเครื่องยนต์ทำงานที่สภาวะคงตัวตลอดการทดสอบ ซึ่งทำให้ได้อุณหภูมิของไอเสียและอุณหภูมิน้ำมันเครื่องเปลี่ยนแปลงไม่มากตลอดการทดสอบ สำหรับอุณหภูมิไอดีจะพบว่าการแกว่งของอุณหภูมิล็กน้อยเนื่องจากอยู่ใกล้เครื่องยนต์และมีแนวโน้มตามอุณหภูมিবรรยากาศ สำหรับอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นที่ออกจากหม้อน้ำมีการแกว่งของอุณหภูมิต่ำค่อนข้างมาก ซึ่งทำให้อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นออกจากเครื่องยนต์ได้รับผลกระทบเกิดการแกว่งเล็กน้อย

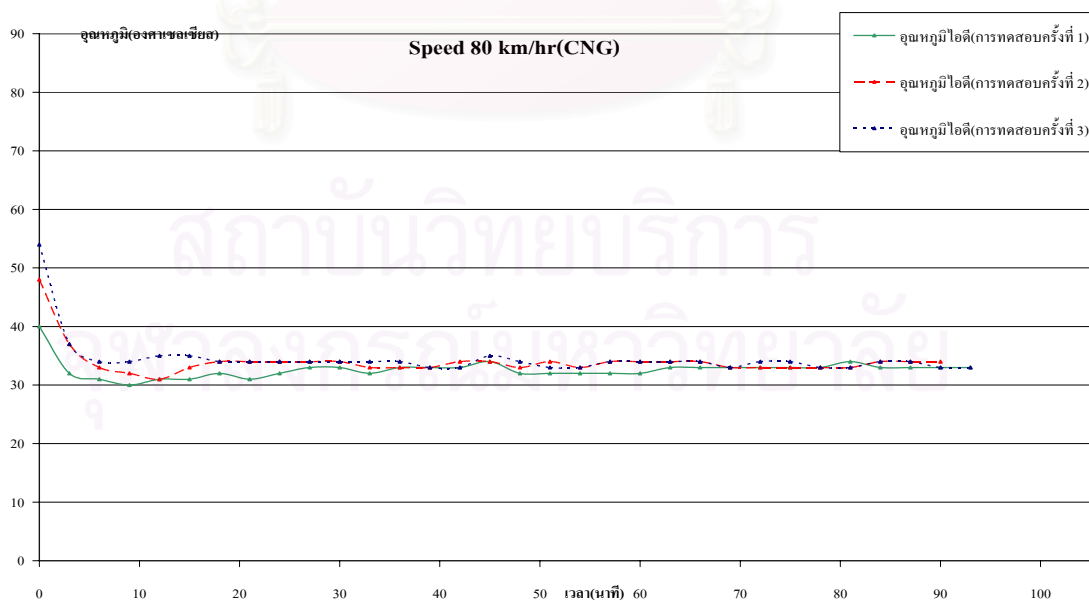
### 5.1.1.1.3 ความเร็วคงที่ 80 กิโลเมตรต่อชั่วโมง

- อุณหภูมิบรรยากาศห้องเครื่องได้ฝากระโปรงรถ



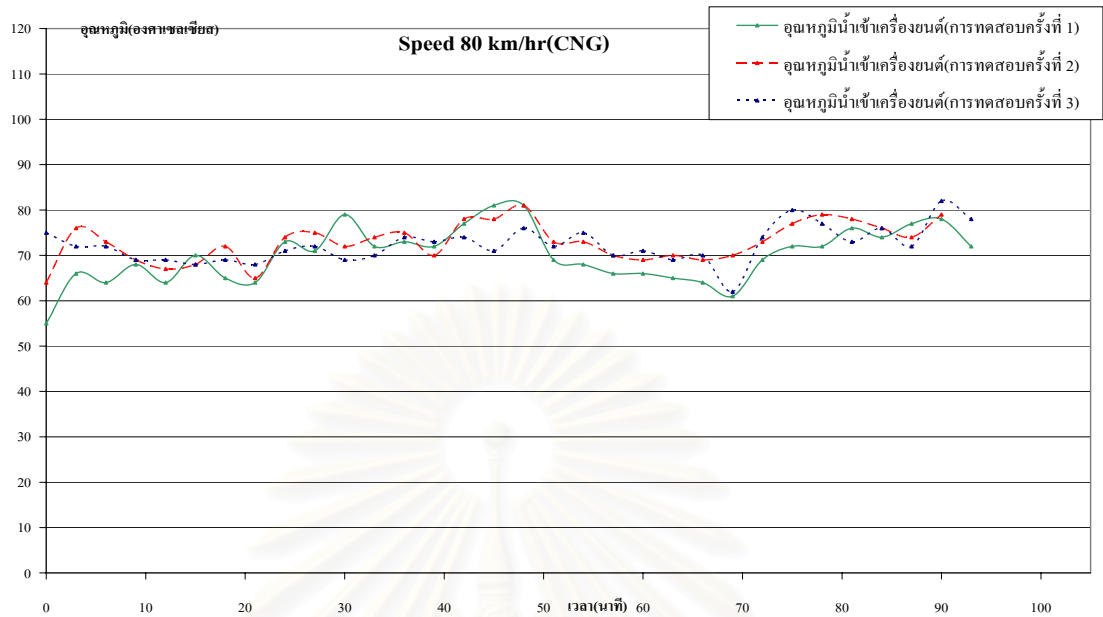
รูปที่ 5-13 แสดงกราฟอุณหภูมิบรรยากาศห้องเครื่องได้ฝากระโปรงรถตลอดการขับขี่ที่ความเร็วคงที่ 80 กิโลเมตร/ชั่วโมง จำนวนการทดสอบ 3 ครั้ง

- อุณหภูมิไอดี



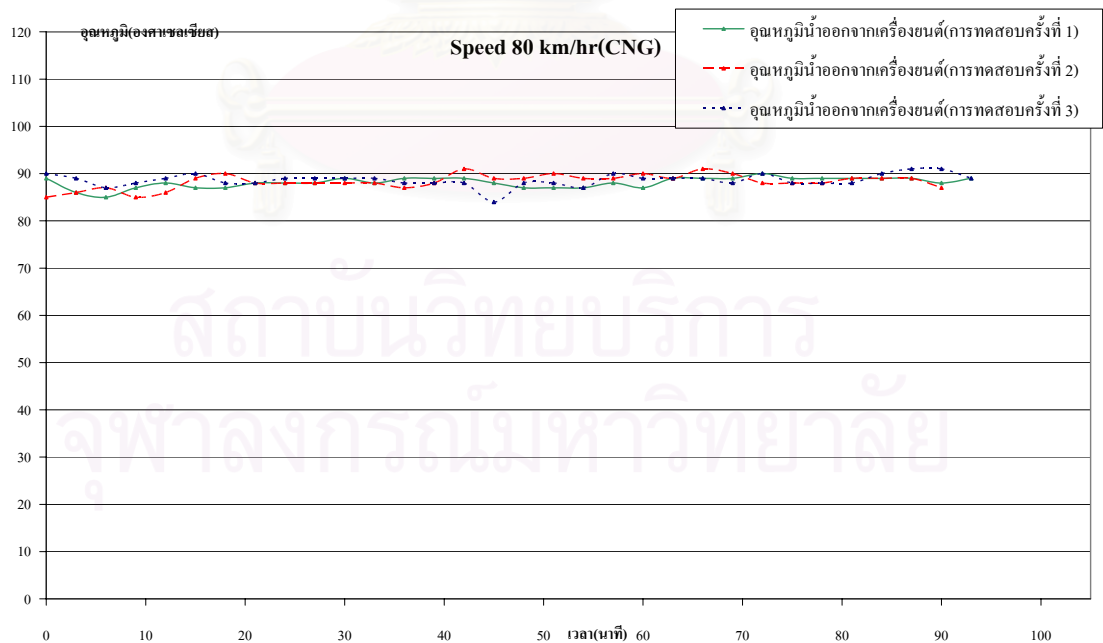
รูปที่ 5-14 แสดงกราฟอุณหภูมิไอดีตลอดการขับขี่ที่ความเร็วคงที่ 80 กิโลเมตร/ชั่วโมง จำนวนการทดสอบ 3 ครั้ง

- อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นเข้าเครื่องยนต์



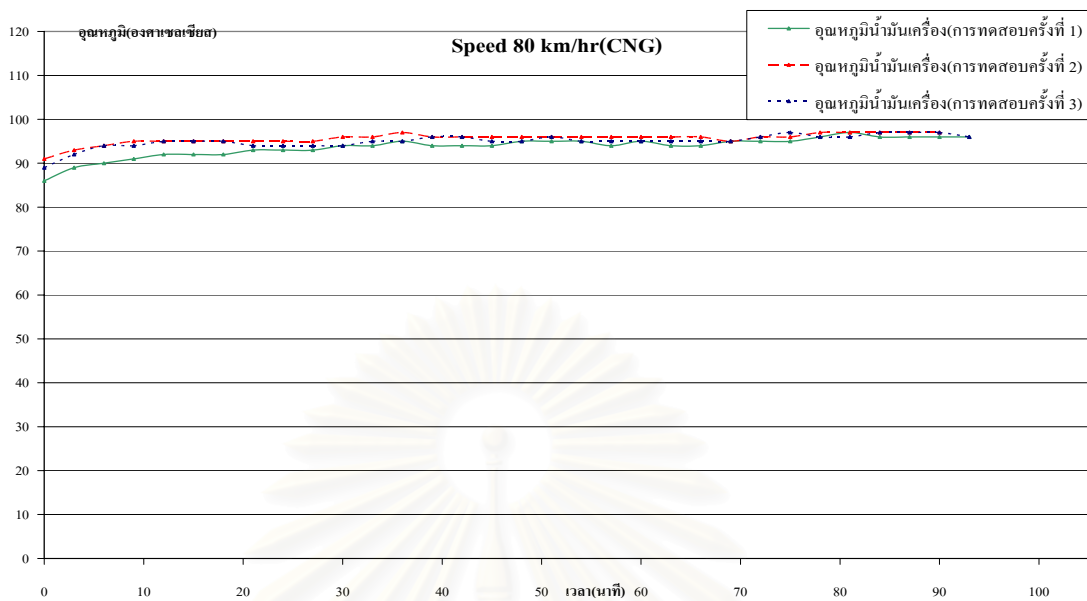
รูปที่ 5-15 แสดงกราฟอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นเข้าเครื่องยนต์ตลอดการขับซีทีความเร็วคงที่ 80 กิโลเมตร/ชั่วโมง จำนวนการทดสอบ 3 ครั้ง

- อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นออกจากเครื่องยนต์



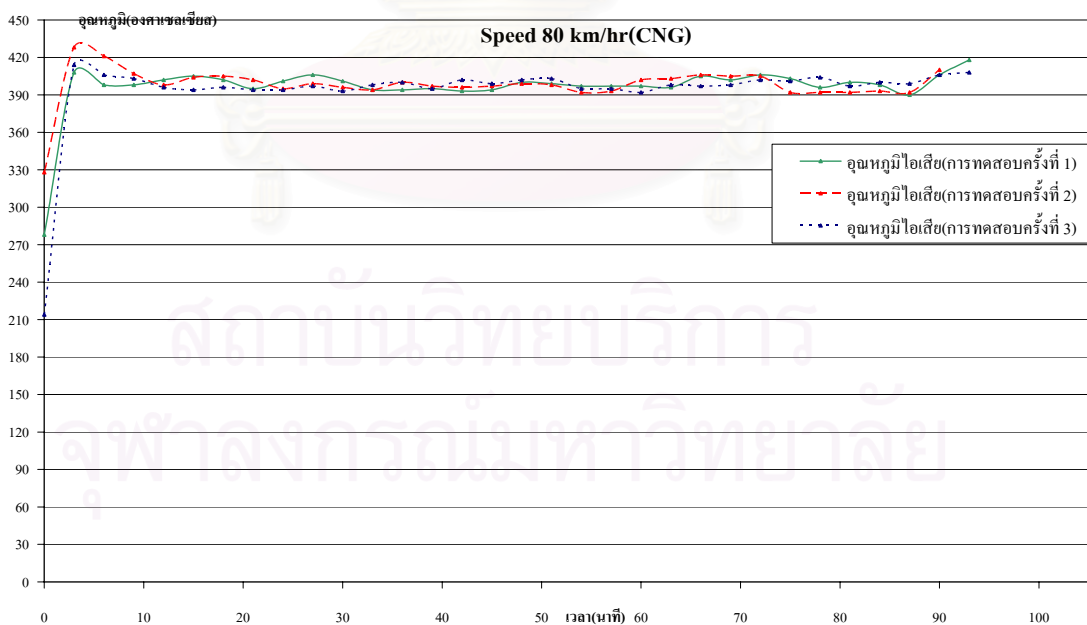
รูปที่ 5-16 แสดงกราฟอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นออกจากเครื่องยนต์ตลอดการขับซีทีความเร็วคงที่ 80 กิโลเมตร/ชั่วโมง จำนวนการทดสอบ 3 ครั้ง

- อุณหภูมิน้ำมันเครื่อง



รูปที่ 5-17 แสดงกราฟอุณหภูมิน้ำมันเครื่องตลอดการขับขี่ที่ความเร็วคงที่ 80 กิโลเมตร/ชั่วโมง จำนวนการทดสอบ 3 ครั้ง

- อุณหภูมิไอเสีย



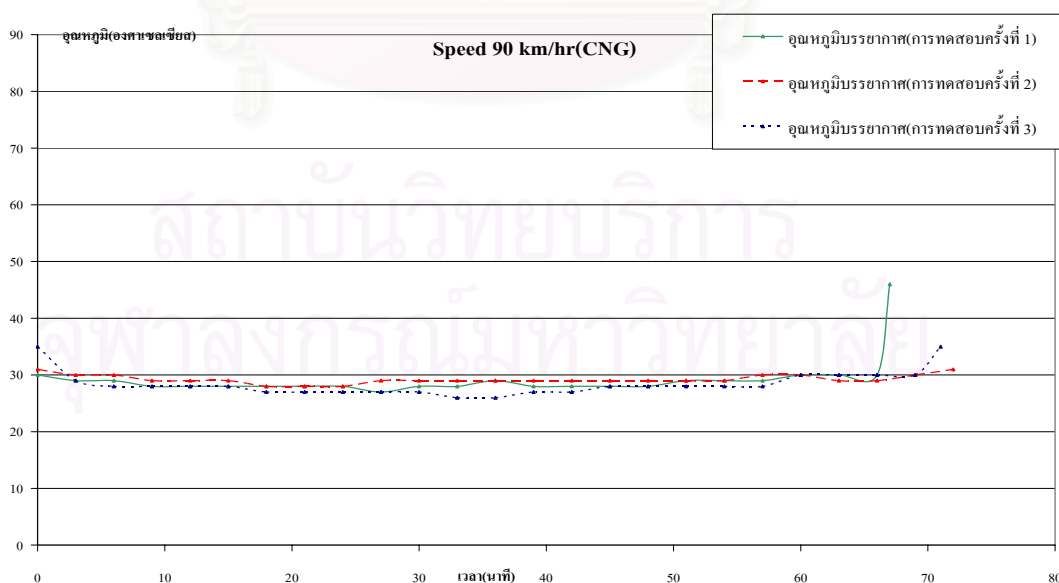
รูปที่ 5-18 แสดงกราฟอุณหภูมิไอเสียตลอดการขับขี่ที่ความเร็วคงที่ 80 กิโลเมตร/ชั่วโมง จำนวนการทดสอบ 3 ครั้ง



สำหรับการทดสอบที่ความเร็วคงที่ 80 กิโลเมตร/ชั่วโมง เพื่อเพลิงก๊าซธรรมชาติ พบว่า อุณหภูมิที่วัดได้คงที่ตลอดการทดสอบและสัมพันธ์กัน โดยเมื่อเฉลี่ยค่าอุณหภูมิและเทียบการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิในการทดสอบกับอุณหภูมิเฉลี่ย พบว่าอุณหภูมิบรรยากาศห้องเครื่องได้ ฝากระโปรงรถมีค่าเฉลี่ย 29.17 °C มีค่าเบี่ยงเบนมาตรฐาน 0.99 °C, อุณหภูมิไอดีมีค่าเฉลี่ย 33.72 °C มีค่าเบี่ยงเบนมาตรฐาน 2.89 °C, อุณหภูมิ น้ำหล่อเย็นเข้าเครื่องยนต์มีค่าเฉลี่ย 66.92 °C มีค่าเบี่ยงเบนมาตรฐาน 2.39 °C, อุณหภูมิ น้ำหล่อเย็นออกจากเครื่องยนต์มีค่าเฉลี่ย 88.99 °C มีค่าเบี่ยงเบนมาตรฐาน 0.62 °C, อุณหภูมิ น้ำมันเครื่องมีค่าเฉลี่ย 94.12 °C มีค่าเบี่ยงเบนมาตรฐาน 0.45 °C และอุณหภูมิไอเสียมีค่าเฉลี่ย 408.23 °C มีค่าเบี่ยงเบนมาตรฐาน 5.28 °C ตลอดการทดสอบ ดังนั้นจึงพิจารณาได้ว่าเครื่องยนต์ทำงานที่สภาวะคงตัวตลอดการทดสอบ เมื่อสังเกตผลจากการทดสอบครั้งที่ 1 จะพบว่าเมื่ออุณหภูมิบรรยากาศลดลงต่ำกว่าการทดสอบครั้งที่ 2 และครั้งที่ 3 ทำให้อุณหภูมิของน้ำมันและอุณหภูมิของไอเสียครั้งที่ 1 จะลดลงต่ำกว่าการทดสอบอีก 2 ครั้ง ส่วนอุณหภูมิ น้ำหล่อเย็นที่ออกจากเครื่องยนต์มีค่าค่อนข้างคงที่ตลอดการทดสอบ มีแตกต่างกันเล็กน้อยในการทดสอบทั้ง 3 ครั้งเมื่อพิจารณาที่อุณหภูมิ น้ำหล่อเย็นที่ผ่านหม้อน้ำก่อนเข้าเครื่องยนต์พบว่าอุณหภูมิก่อนข้างกว้าง

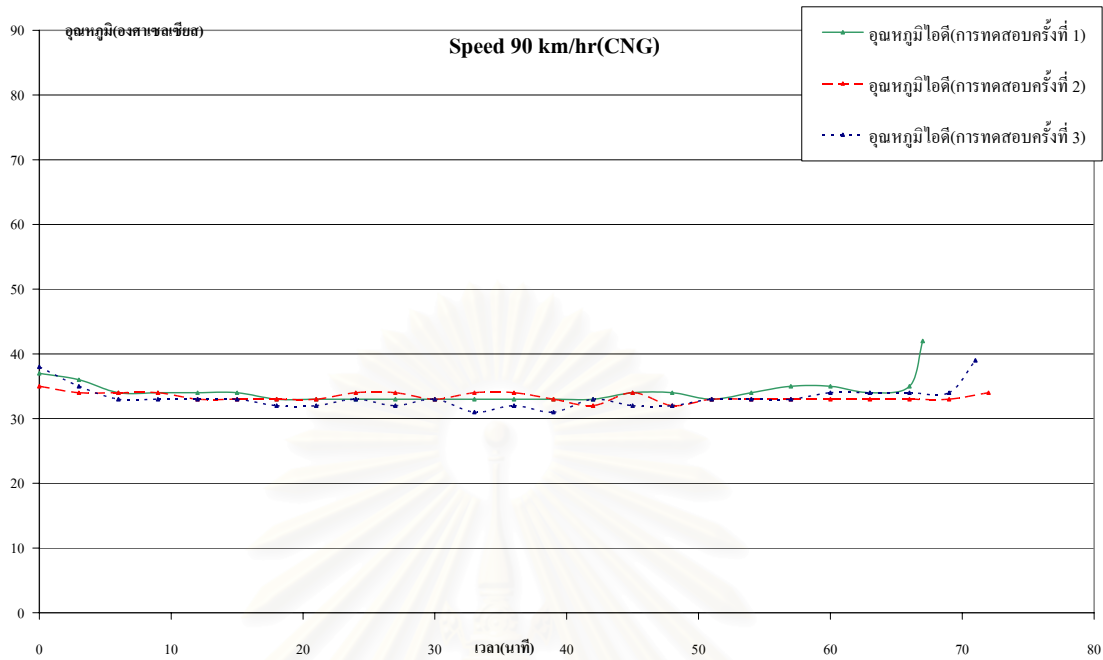
#### 5.1.1.1.4 ความเร็วคงที่ 90 กิโลเมตรต่อชั่วโมง

- อุณหภูมิบรรยากาศห้องเครื่องใต้ฝากระโปรงรถ



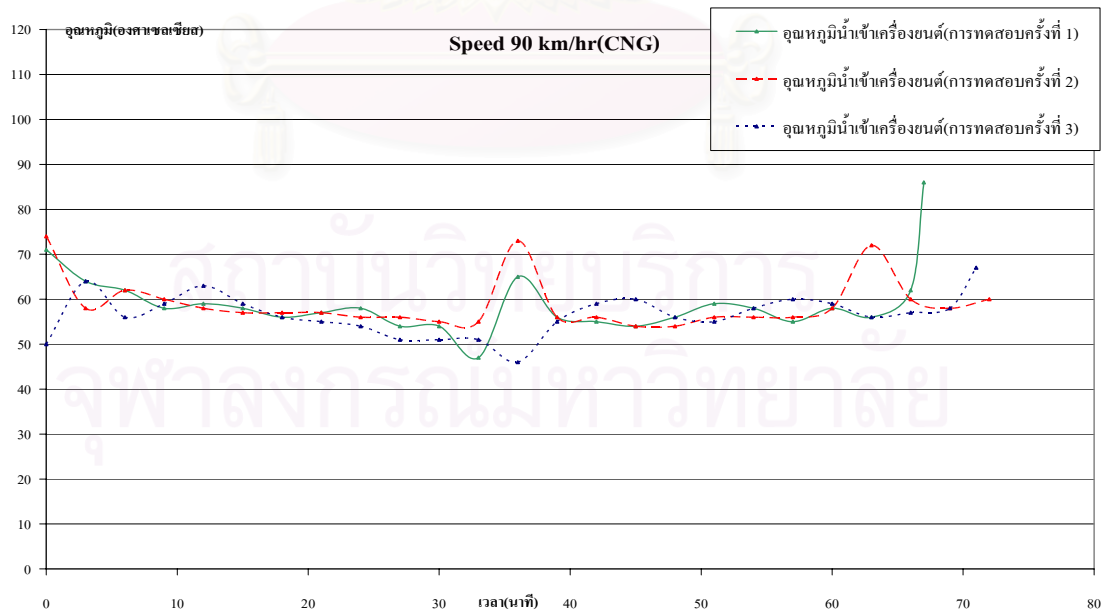
รูปที่ 5-19 แสดงกราฟอุณหภูมิบรรยากาศห้องเครื่องใต้ฝากระโปรงรถตลอดการขับขี่ที่ความเร็วคงที่ 90 กิโลเมตร/ชั่วโมง จำนวนการทดสอบ 3 ครั้ง

- อุณหภูมิไอดี



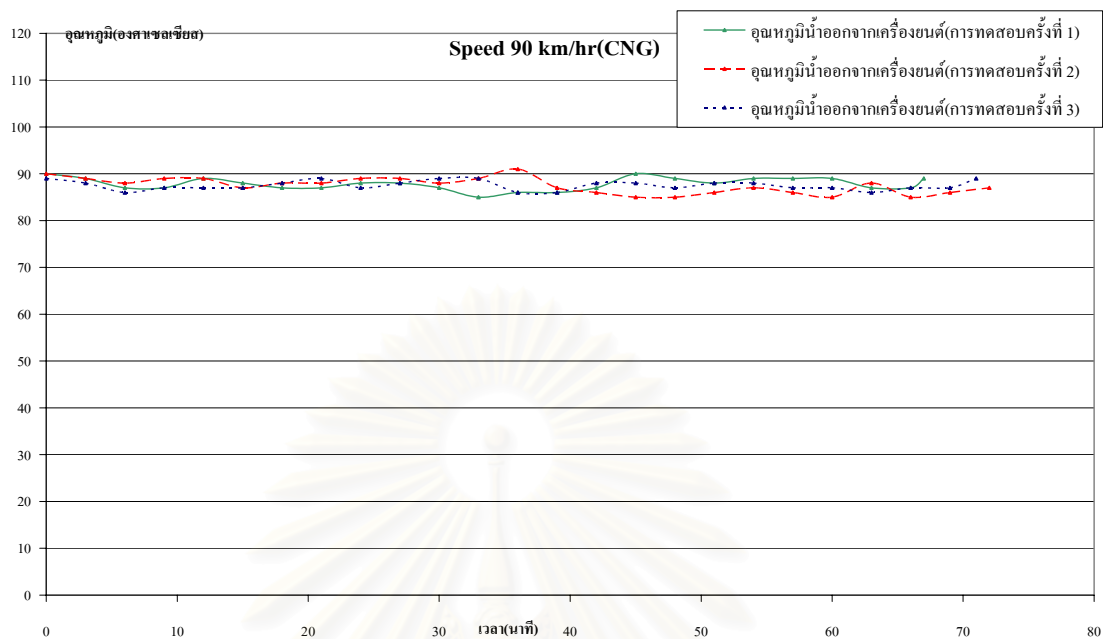
รูปที่ 5-20 แสดงกราฟอุณหภูมิไอดีตลอดการขับขี่ที่ความเร็วคงที่ 90 กิโลเมตร/ชั่วโมง จำนวนการทดสอบ 3 ครั้ง

- อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นเข้าเครื่องยนต์



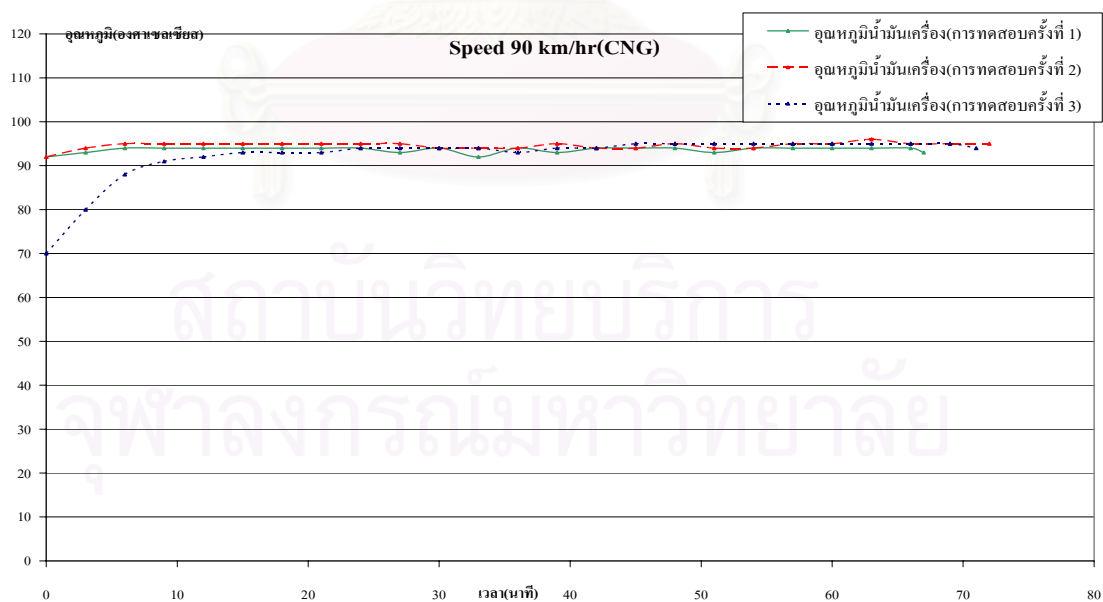
รูปที่ 5-21 แสดงกราฟอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นเข้าเครื่องยนต์ตลอดการขับขี่ที่ความเร็วคงที่ 90 กิโลเมตร/ชั่วโมง จำนวนการทดสอบ 3 ครั้ง

- อุณหภูมิ น้ำหล่อเย็นออกจากเครื่องยนต์



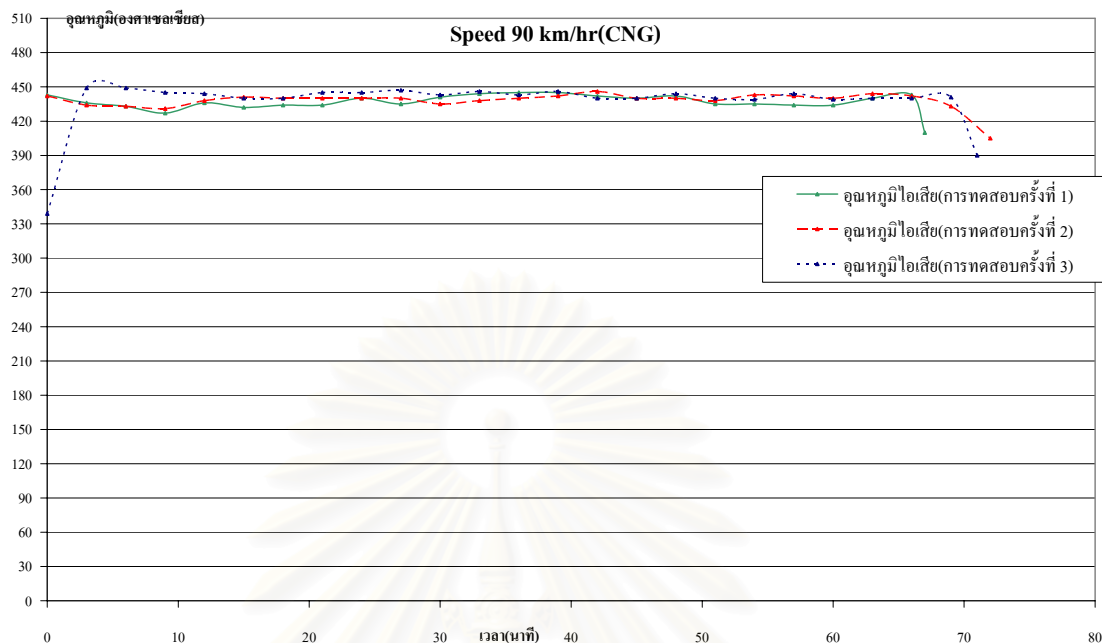
รูปที่ 5-22 แสดงกราฟอุณหภูมิ น้ำหล่อเย็นออกจากเครื่องยนต์ตลอดการขับขี่ที่ความเร็วคงที่ 90 กิโลเมตร/ชั่วโมง จำนวนการทดสอบ 3 ครั้ง

- อุณหภูมิ น้ำมันเครื่อง



รูปที่ 5-23 แสดงกราฟอุณหภูมิ น้ำมันเครื่องตลอดการขับขี่ที่ความเร็วคงที่ 90 กิโลเมตร/ชั่วโมง จำนวนการทดสอบ 3 ครั้ง

- คุณสมบัติไอเสีย



รูปที่ 5-24 แสดงกราฟอุณหภูมิไอเสียตลอดการขับขี่ที่ความเร็วคงที่ 90 กิโลเมตร/ชั่วโมง จำนวนการทดสอบ 3 ครั้ง

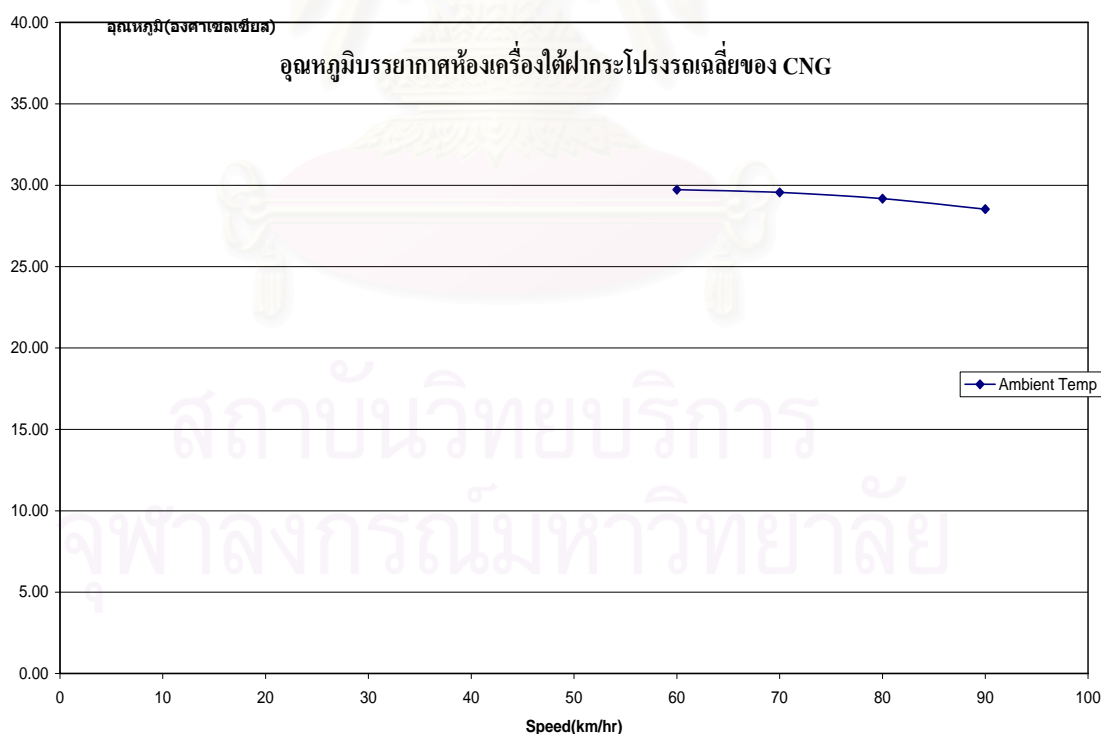
กราฟอุณหภูมิการขับขี่ที่ความเร็วคงที่ 90 กิโลเมตร/ชั่วโมง แสดงในรูปที่ 5-19 ถึงรูปที่ 5-24 แสดงค่าอุณหภูมิในการทดสอบ โดยเมื่อเฉลี่ยค่าอุณหภูมิในการทดสอบทั้ง 3 ครั้งและเทียบ การเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิในการทดสอบกับอุณหภูมิเฉลี่ย พบว่าอุณหภูมিবรรยากาศห้อง เครื่องได้ฝากระโปรงรถมีค่าเฉลี่ย  $28.53^{\circ}\text{C}$  มีค่าเบี่ยงเบนมาตรฐาน  $0.77^{\circ}\text{C}$ , อุณหภูมิไอดีมี ค่าเฉลี่ย  $33.62^{\circ}\text{C}$  มีค่าเบี่ยงเบนมาตรฐาน  $0.47^{\circ}\text{C}$ , อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นเข้าเครื่องยนต์มี ค่าเฉลี่ย  $56.68^{\circ}\text{C}$  มีค่าเบี่ยงเบนมาตรฐาน  $2.24^{\circ}\text{C}$ , อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นออกจากเครื่องยนต์มี ค่าเฉลี่ย  $89.72^{\circ}\text{C}$  มีค่าเบี่ยงเบนมาตรฐาน  $0.59^{\circ}\text{C}$ , อุณหภูมิน้ำมันเครื่องมีค่าเฉลี่ย  $94.17^{\circ}\text{C}$  มีค่าเบี่ยงเบนมาตรฐาน  $0.48^{\circ}\text{C}$  และอุณหภูมิไอเสียมีค่าเฉลี่ย  $438.98^{\circ}\text{C}$  มีค่าเบี่ยงเบน มาตรฐาน  $2.37^{\circ}\text{C}$  ดังนั้นจึงพิจารณาอุณหภูมิน้ำมันเครื่องและอุณหภูมิไอเสียที่ใกล้เคียงตลอด การทดสอบได้ว่าเครื่องยนต์ทำงานที่สภาวะคงตัวตลอดการทดสอบ และพบว่าอุณหภูมิน้ำหล่อ เย็นทั้งทางเข้าเครื่องยนต์และออกจากเครื่องยนต์มีการแกว่งของอุณหภูมิน้อย โดยเฉพาะที่ ทางเข้าเครื่องยนต์อุณหภูมิมักมีการแกว่งน้อยเมื่อเทียบกับความเร็วคงที่ 60, 70, 80 กิโลเมตร/ชั่วโมง และเมื่อพิจารณาความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมিবรรยากาศกับอุณหภูมิไอเสียจะพบว่า การ ทดสอบครั้งที่ 1 อุณหภูมিবรรยากาศต่ำกว่า ทำให้อุณหภูมิไอเสียต่ำกว่าการทดสอบอีกสองครั้ง

สำหรับอุณหภูมิบรรยากาศ อุณหภูมิไอดีและอุณหภูมิน้ำมันเครื่องพบว่าค่าอุณหภูมิใกล้เคียงตลอดการทดสอบ ส่วนอุณหภูมิไอเสียมีอุณหภูมิตลอดการทดสอบมีการแกว่งน้อยเมื่อเทียบกับความเร็วคงที่ 60, 70, 80 กิโลเมตร/ชั่วโมง

### 5.1.1.2 แสดงผลอุณหภูมิเฉลี่ยเปรียบเทียบในแต่ละความเร็วคงที่

#### 5.1.1.2.1 อุณหภูมิบรรยากาศห้องเครื่องใต้ฝากระโปรงรถเฉลี่ย

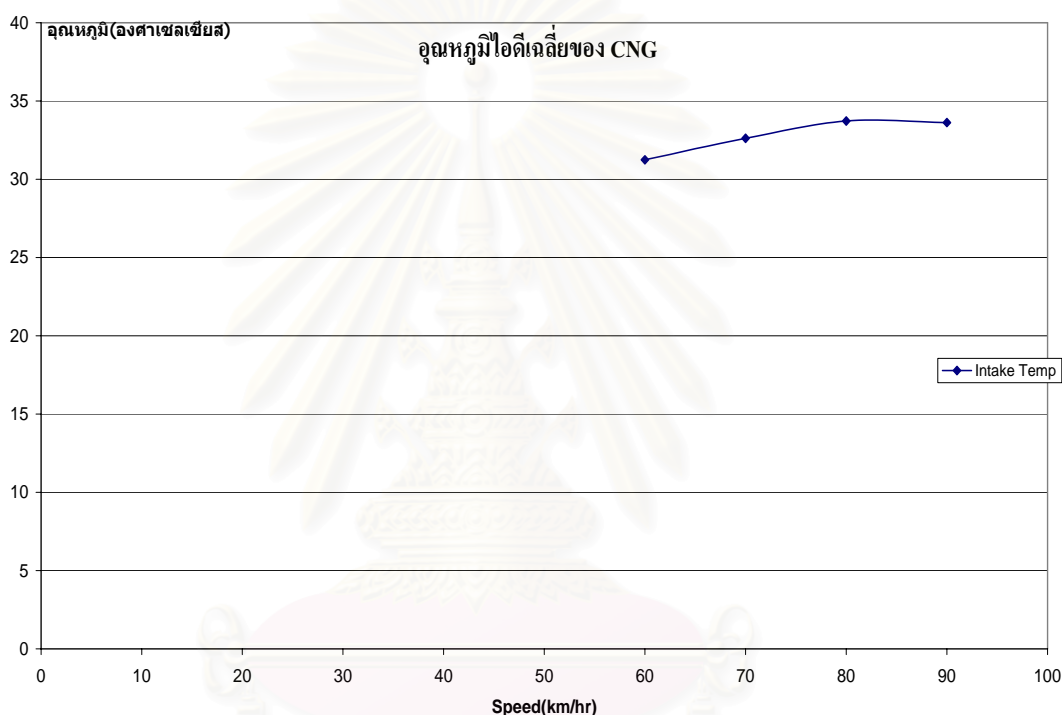
ในรูปที่ 5-25 แสดงอุณหภูมิบรรยากาศห้องเครื่องใต้ฝากระโปรงรถเฉลี่ยที่ได้จากการเฉลี่ยค่าอุณหภูมิที่ทำการบันทึกตลอดการทดสอบ โดยทำการเฉลี่ยจากการทดสอบ 3 ครั้งในแต่ละความเร็วคงที่ ซึ่งจะพิจารณาในช่วงที่รถมีความเร็วคงที่(ทำการตัดค่าในช่วงเริ่มต้นและในช่วงปลายของการทดสอบแต่ละครั้ง) พบว่าค่าอุณหภูมิที่ได้แสดงที่ความเร็ว 60, 70, 80 และ 90 km/hr



รูปที่ 5-25 แสดงกราฟอุณหภูมิบรรยากาศห้องเครื่องใต้ฝากระโปรงรถเฉลี่ยเปรียบเทียบในแต่ละความเร็วคงที่

### 5.1.1.2.2 อุณหภูมิไอดีเฉลี่ย

ในรูปที่ 5-26 แสดงอุณหภูมิไอดีเฉลี่ยที่ได้จากการเฉลี่ยค่าอุณหภูมิที่ทำ การบันทึกตลอดการทดสอบ โดยทำการเฉลี่ยจากการทดสอบ 3 ครั้งในแต่ละความเร็วคงที่ ซึ่งจะ พิจารณาในช่วงที่รถมีความเร็วคงที่(ทำการตัดค่าในช่วงเริ่มต้นและช่วงปลายของการทดสอบแต่ ละครั้ง) พบว่าค่าอุณหภูมิที่ได้แสดงที่ความเร็ว 60, 70, 80 และ 90 km/hr

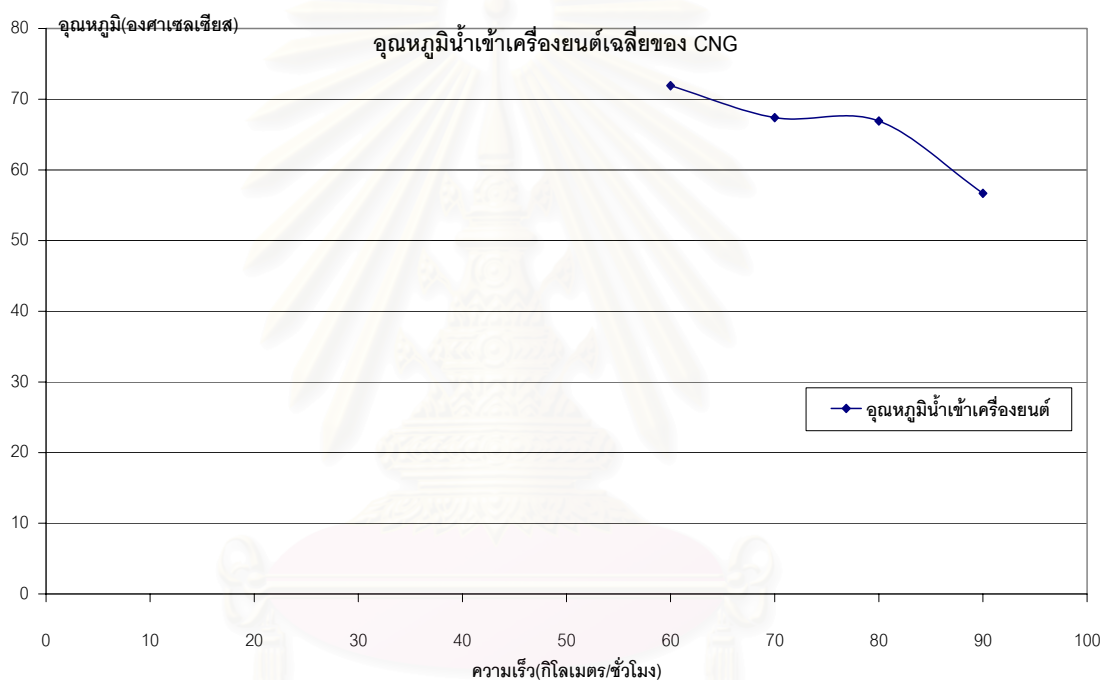


รูปที่ 5-26 แสดงกราฟอุณหภูมิไอดีเฉลี่ยเปรียบเทียบในแต่ละความเร็วคงที่

สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

### 5.1.1.2.3 อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นเข้าเครื่องยนต์เฉลี่ย

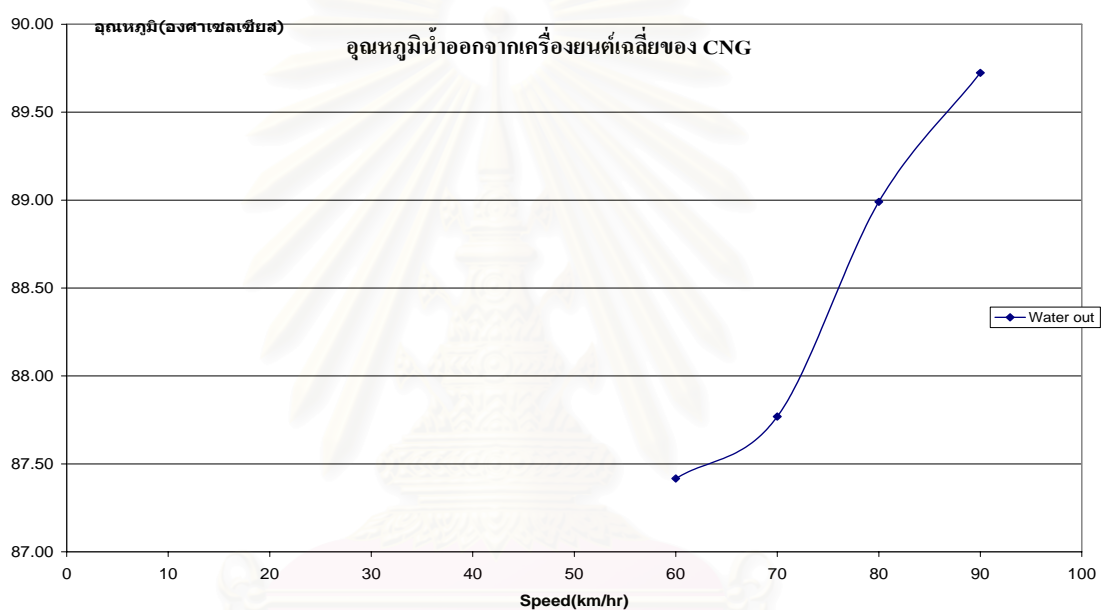
ในรูปที่ 5-27 แสดงอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นเข้าเครื่องยนต์เฉลี่ยที่ได้จากการเฉลี่ยค่าอุณหภูมิที่ทำการบันทึกตลอดการทดสอบ โดยทำการเฉลี่ยจากการทดสอบ 3 ครั้งในแต่ละความเร็วคงที่ ซึ่งจะพิจารณาในช่วงที่รถมีความเร็วคงที่(ทำการตัดค่าในช่วงเริ่มต้นและช่วงปลายของการทดสอบแต่ละครั้ง) พบว่าค่าอุณหภูมิที่ได้แสดงที่ความเร็ว 60, 70, 80 และ 90 km/hr



รูปที่ 5-27 แสดงกราฟอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นเข้าเครื่องยนต์เฉลี่ยเปรียบเทียบในแต่ละความเร็วคงที่

#### 5.1.1.2.4 คุณหมมิน้ำหล่อเย็นออกจากเครื่องยนต์เฉลี่ย

ในรูปที่ 5-28 แสดงคุณหมมิน้ำหล่อเย็นออกจากเครื่องยนต์เฉลี่ยที่ได้จากการเฉลี่ยค่าคุณหมมิน้ำหล่อเย็นที่ทำการบันทึกตลอดการทดสอบ โดยทำการเฉลี่ยจากการทดสอบ 3 ครั้ง ในแต่ละความเร็วคงที่ ซึ่งจะพิจารณาในช่วงที่รถมีความเร็วคงที่(ทำการตัดค่าในช่วงเริ่มต้นและในช่วงปลายของการทดสอบแต่ละครั้ง) พบว่าค่าคุณหมมิน้ำหล่อเย็นที่แสดงที่ความเร็ว 60, 70, 80 และ 90 km/hr



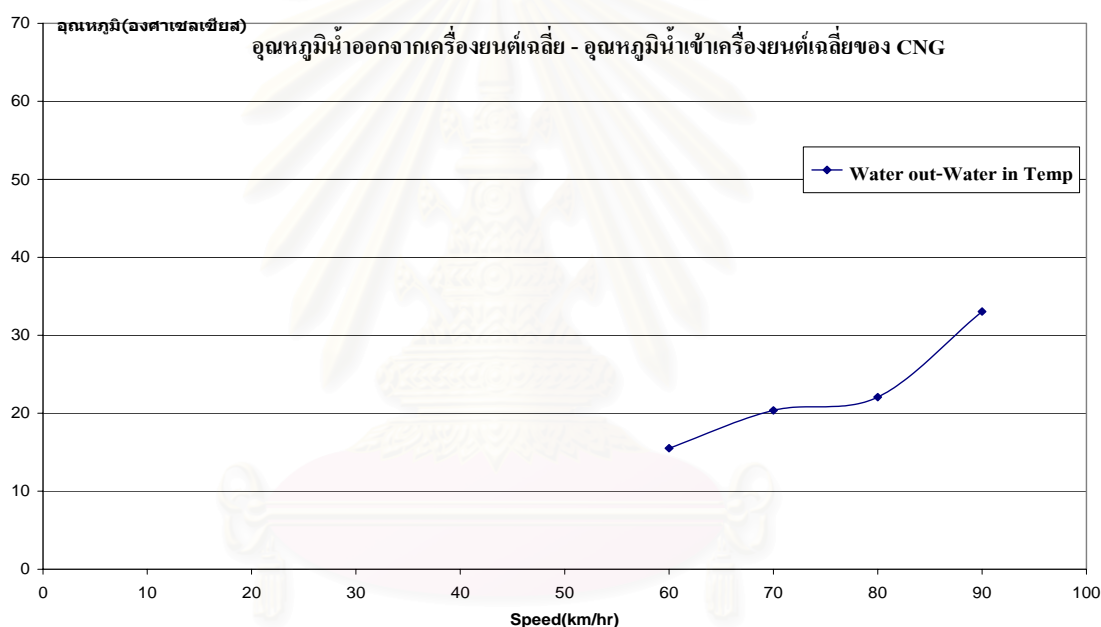
รูปที่ 5-28 แสดงกราฟคุณหมมิน้ำหล่อเย็นออกจากเครื่องยนต์เฉลี่ยเปรียบเทียบในแต่ละความเร็วคงที่

สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



### 5.1.1.2.5 อุณหภูมิแตกต่างระหว่างน้ำหล่อเย็นออกจากเครื่องยนต์เฉลี่ยกับน้ำหล่อเย็นเข้าเครื่องยนต์เฉลี่ย

ในรูปที่ 5-29 แสดงอุณหภูมิแตกต่างระหว่างน้ำออกจากเครื่องยนต์เฉลี่ยกับน้ำหล่อเย็นเข้าเครื่องยนต์เฉลี่ยที่ได้จากการเฉลี่ยค่าอุณหภูมิที่ทำการบันทึกตลอดการทดสอบ โดยทำการเฉลี่ยจากการทดสอบ 3 ครั้งในแต่ละความเร็วคงที่ ซึ่งจะพิจารณาในช่วงที่รถมีความเร็วคงที่(ทำการตัดค่าในช่วงเริ่มต้นและในช่วงปลายของการทดสอบแต่ละครั้ง) แล้วนำมาลบหาความแตกต่างระหว่างน้ำหล่อเย็นออกจากเครื่องยนต์กับน้ำหล่อเย็นเข้าเครื่องยนต์ พบว่าค่าอุณหภูมิที่ได้แสดงที่ความเร็ว 60, 70, 80 และ 90 km/hr

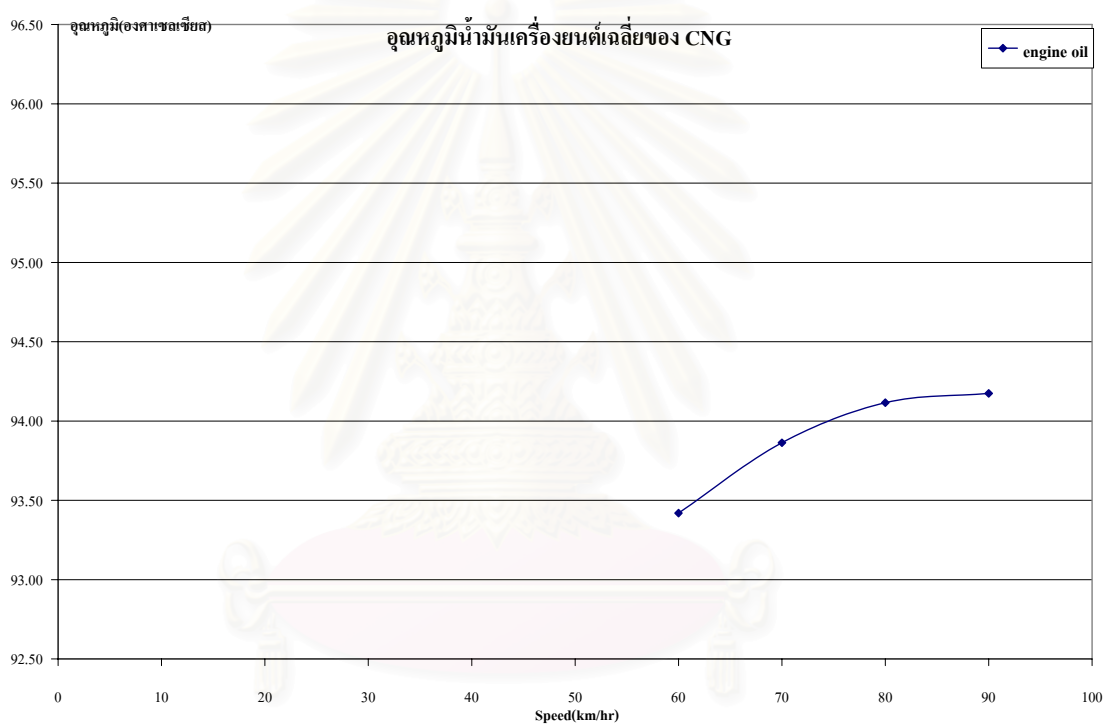


รูปที่ 5-29 แสดงกราฟอุณหภูมิแตกต่างระหว่างน้ำหล่อเย็นออกจากเครื่องยนต์เฉลี่ยกับน้ำหล่อเย็นเข้าเครื่องยนต์เฉลี่ย เปรียบเทียบในแต่ละความเร็วคงที่

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

### 5.1.1.2.6 คุณหมอน้ำมันเครื่องเฉลี่ย

ในรูปที่ 5-30 แสดงคุณหมอน้ำมันเครื่องเฉลี่ยที่ได้จากการเฉลี่ยค่าคุณหมอน้ำมันที่ทำการบันทึกตลอดการทดสอบ โดยทำการเฉลี่ยจากการทดสอบ 3 ครั้งในแต่ละความเร็วคงที่ ซึ่งจะพิจารณาในช่วงที่รถมีความเร็วคงที่(ทำการตัดค่าในช่วงเริ่มต้นและในช่วงปลายของการทดสอบแต่ละครั้ง) พบว่าค่าคุณหมอน้ำมันที่ได้แสดงที่ความเร็ว 60, 70, 80 และ 90 km/hr

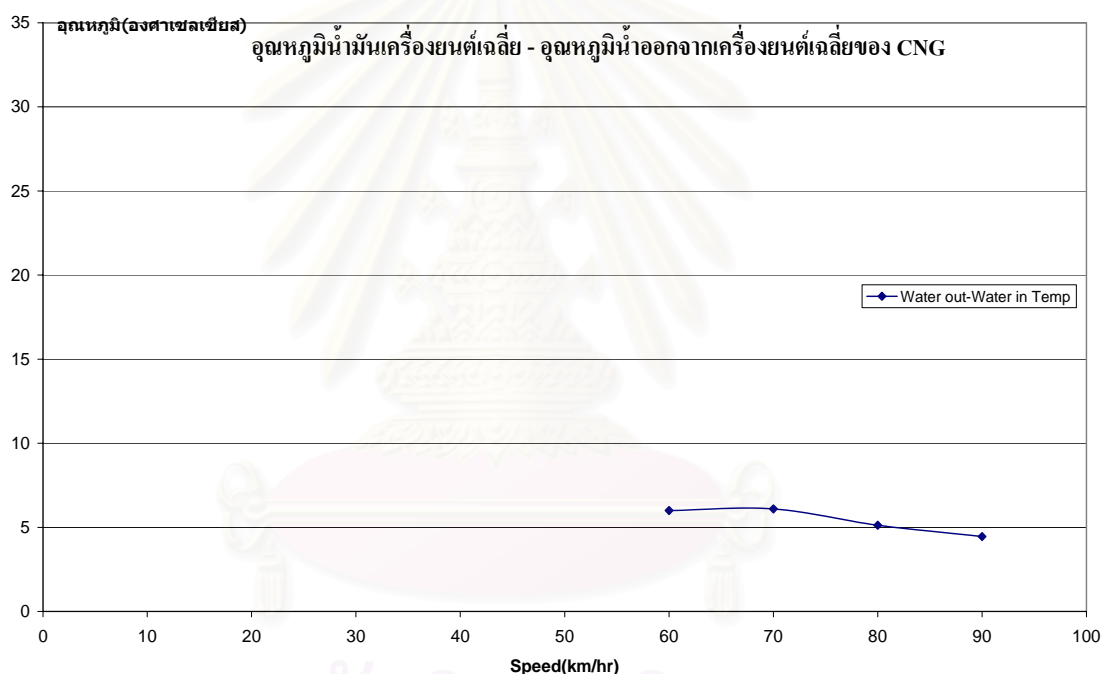


รูปที่ 5-30 แสดงกราฟคุณหมอน้ำมันเครื่องเฉลี่ยเปรียบเทียบในแต่ละความเร็วคงที่

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

### 5.1.1.2.7 อุณหภูมิแตกต่างระหว่างน้ำมันเครื่องยนต์เฉลี่ยกับน้ำหล่อเย็นออกจากเครื่องยนต์เฉลี่ย

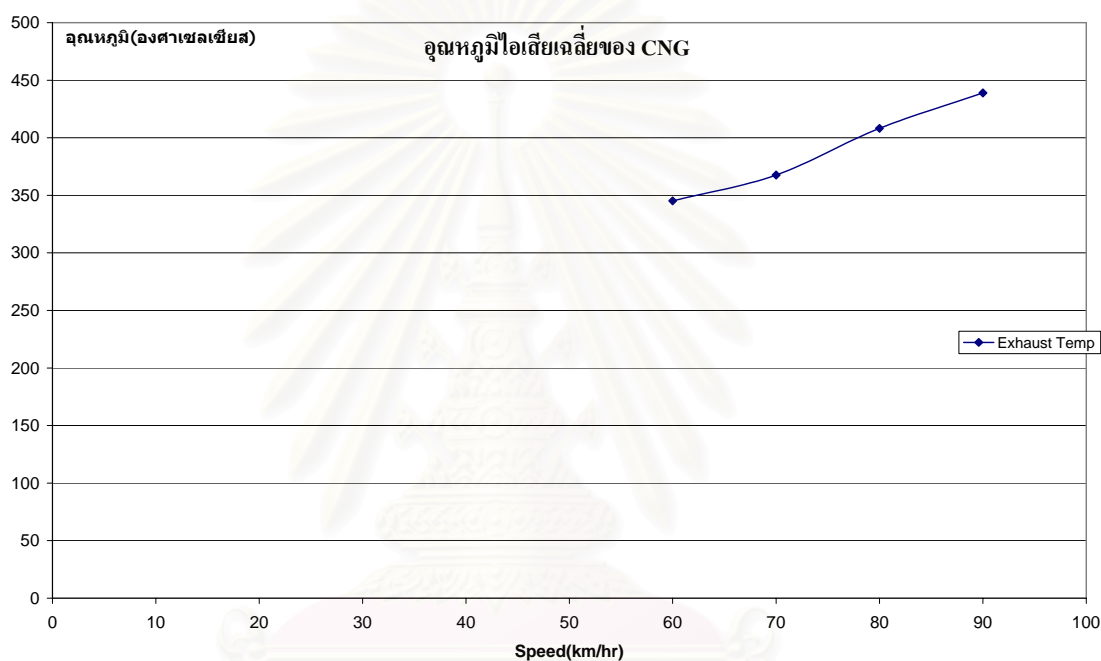
ในรูปที่ 5-31 แสดงอุณหภูมิแตกต่างระหว่างน้ำมันเครื่องยนต์เฉลี่ยกับน้ำหล่อเย็นออกจากเครื่องยนต์เฉลี่ยที่ได้จากการเฉลี่ยค่าอุณหภูมิที่ทำการบันทึกตลอดการทดสอบ โดยทำการเฉลี่ยจากการทดสอบ 3 ครั้งในแต่ละความเร็วคงที่ ซึ่งจะพิจารณาในช่วงที่รถมีความเร็วคงที่(ทำการตัดค่าในช่วงเริ่มต้นและในช่วงปลายของการทดสอบแต่ละครั้ง) แล้วนำมาลบหาความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิน้ำมันเครื่องยนต์กับน้ำหล่อเย็นออกจากเครื่องยนต์ พบว่าค่าอุณหภูมิที่ได้แสดงที่ความเร็ว 60, 70, 80 และ 90 km/hr



รูปที่ 5-31 แสดงกราฟอุณหภูมิแตกต่างระหว่างน้ำมันเครื่องยนต์เฉลี่ยกับน้ำหล่อเย็นออกจากเครื่องยนต์เฉลี่ย เปรียบเทียบในแต่ละความเร็วคงที่

### 5.1.1.2.8 อุณหภูมิไอเสียเฉลี่ย

ในรูปที่ 5-32 แสดงอุณหภูมิไอเสียเฉลี่ยที่ได้จากการเฉลี่ยค่าอุณหภูมิที่ทำการบันทึกตลอดการทดสอบ โดยทำการเฉลี่ยจากการทดสอบ 3 ครั้งในแต่ละความเร็วคงที่ ซึ่งจะพิจารณาในช่วงที่รถมีความเร็วคงที่(ทำการตัดค่าในช่วงเริ่มต้นและในช่วงปลายของการทดสอบแต่ละครั้ง) พบว่าค่าอุณหภูมิที่ได้แสดงที่ความเร็ว 60, 70, 80 และ 90 km/hr



รูปที่ 5-32 แสดงกราฟอุณหภูมิไอเสียเฉลี่ยเปรียบเทียบในแต่ละความเร็วคงที่

ตารางที่ 5-1 แสดงผลค่าเฉลี่ยของอุณหภูมิตัวแปรการทำงานของการขับซีรอนต์ เมื่อใช้เชื้อเพลิง ก๊าซธรรมชาติที่ความเร็วคงที่

	ความเร็ว คงที่ 60 km/hr	ความเร็ว คงที่ 70 km/hr	ความเร็ว คงที่ 80 km/hr	ความเร็ว คงที่ 90 km/hr
อุณหภูมิบรรยากาศห้องเครื่องใต้ ฝากระโปรงรถเฉลี่ย °C	29.72	29.56	29.17	28.53
อุณหภูมิไอดีเฉลี่ย °C	31.24	32.61	33.72	33.62
อุณหภูมิ น้ำหล่อเย็นเข้า เครื่องยนต์เฉลี่ย °C	71.91	67.40	66.92	56.68
อุณหภูมิ น้ำหล่อเย็นออกจาก เครื่องยนต์เฉลี่ย °C	87.42	87.77	88.99	89.72
อุณหภูมิแตกต่างระหว่างน้ำออก จากเครื่องยนต์เฉลี่ยกับน้ำหล่อ เย็นเข้าเครื่องยนต์เฉลี่ย °C	15.50	20.37	22.07	33.04
อุณหภูมิ น้ำมันเครื่องเฉลี่ย °C	93.24	93.86	94.12	94.17
อุณหภูมิแตกต่างระหว่างน้ำมัน เครื่องยนต์เฉลี่ยกับน้ำหล่อเย็น ออกจากเครื่องยนต์เฉลี่ย °C	6.00	6.09	5.13	4.45
อุณหภูมิไอเสียเฉลี่ย °C	345.25	367.65	408.23	438.98

จากรูปที่ 5-25 ถึง รูปที่ 5-32 สามารถนำผลเปรียบเทียบอุณหภูมิเฉลี่ยในแต่ละความเร็ว  
คงที่ เมื่อใช้เชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติ ได้ดังแสดงในตารางที่ 5.1 โดยพบว่าอุณหภูมิ น้ำหล่อเย็นเข้า  
เครื่องยนต์ (ที่ออกจากหม้อน้ำ) เฉลี่ย เมื่อมีการเพิ่มความเร็วรถจะทำให้อุณหภูมิลดลง ส่วน  
อุณหภูมิ น้ำออกจากเครื่องยนต์ (ที่เข้าหม้อน้ำ) เฉลี่ย เมื่อมีการเพิ่มความเร็วรถทำให้อุณหภูมิเฉลี่ย  
เพิ่มขึ้น ซึ่งเมื่อเทียบกันจะพบว่าการระบายความร้อนของหม้อน้ำจะมากขึ้นตามความเร็วรถที่

เพิ่มขึ้น โดยอุณหภูมิเฉลี่ยที่หม้อน้ำสามารถระบายได้เป็น 15.5, 20.37, 22.07 33.04 องศาเซลเซียสที่ความเร็วคงที่ 60, 70, 80, 90 กิโลเมตร/ต่อชั่วโมงตามลำดับ สำหรับอุณหภูมิบรรยากาศมีค่าใกล้เคียงกันทุกความเร็วคงที่(ต่างกันไม่เกิน  $\pm 1$  องศาเซลเซียส) ทำให้สามารถพิจารณาได้ว่าอุณหภูมิไอเสียเฉลี่ยและอุณหภูมิน้ำมันเครื่องเฉลี่ยขึ้นกับความเร็วคงที่โดยจะเพิ่มขึ้นตามความเร็ว แต่ที่ความเร็วคงที่ 90 กิโลเมตร/ชั่วโมง อุณหภูมิน้ำมันเครื่องเฉลี่ยจะเพิ่มขึ้นไม่มาก(ไม่ถึง 1 องศาเซลเซียส)จากความเร็วคงที่ 80 กิโลเมตร/ชั่วโมง

### 5.1.1.3 แสดงผลอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง

ตารางที่ 5-2 แสดงผลอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงและการใช้พลังงานต่อระยะทางของ

ก๊าซธรรมชาติที่ความเร็วคงที่ 60, 70, 80, 90 กิโลเมตร/ชั่วโมง

ความเร็วรถยนต์คงที่ km/hr	อัตราการสิ้นเปลือง เชื้อเพลิง (kg/100km)	การใช้พลังงานต่อระยะทาง (MJ/km)
60	4.60	1.518
70	4.91	1.621
80	5.01	1.652
90	6.33	2.090

ในส่วนของผลอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง เมื่อใช้เชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติในรถยนต์ พบว่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจะเพิ่มขึ้นเมื่อขับด้วยความเร็วคงที่ที่เพิ่มขึ้น เป็นผลให้เชื้อเพลิง 1 กิโลกรัมสามารถวิ่งได้ระยะทางน้อยลง และถ้าพิจารณาที่ใช้พลังงานต่อระยะทาง จะพบว่าการขับที่ความเร็ว 90 km/hr จะมีการใช้พลังงานมากกว่าการขับที่ความเร็ว 80 km/hr มากถึง 0.438 MJ/km ในขณะที่เทียบระหว่างความเร็ว 60 km/hr ไป 70 km/hr และ 70 km/hr กับ 80 km/hr พบว่ามีการใช้พลังงานต่อระยะทางแตกต่างกันไม่ถึง 0.1 MJ/km ดังนั้นถ้าทำการพิจารณาที่ความเร็วคงที่ 4 ค่านี้จะพบว่า การขับที่ความเร็ว 60, 70 และ 80 km/hr มีผลต่อการใช้พลังงานไม่แตกต่างกัน ในขณะที่เพิ่มความเร็วเป็น 90 km/hr กลับพบว่ามีผลทำให้ใช้พลังงานต่อระยะทางแตกต่างกันมากขึ้น

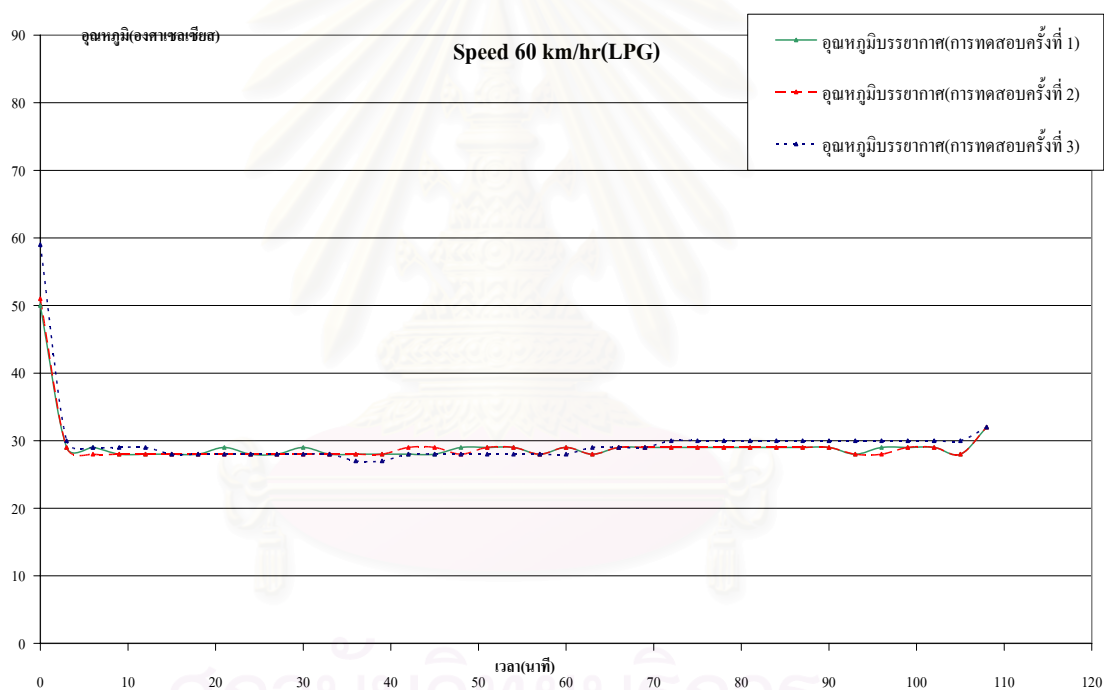
## 5.1.2 ผลการทดสอบของก๊าซหุงต้ม

### 5.1.2.1 แสดงผลอุณหภูมิที่วัดได้ในการทดสอบ

ในการทดสอบค่าอุณหภูมิที่ทำการบันทึกจะได้มาจากการอ่านค่าที่ตัวแสดงผล อุณหภูมิแบบดิจิตอลที่ต่อเชื่อมกับเทอร์โมคัปเปิ้ลวัดอุณหภูมิในแต่ละจุดที่จะทำการบันทึก โดยทำการวัดอุณหภูมิทุก 3 นาที ซึ่งเริ่มทำการวัดค่าแรกตั้งแต่ออกจากสถานีบริการเชื้อเพลิงและวัดค่าสุดท้ายเมื่อกลับมาถึงจุดเริ่มต้นที่สถานีบริการเชื้อเพลิง

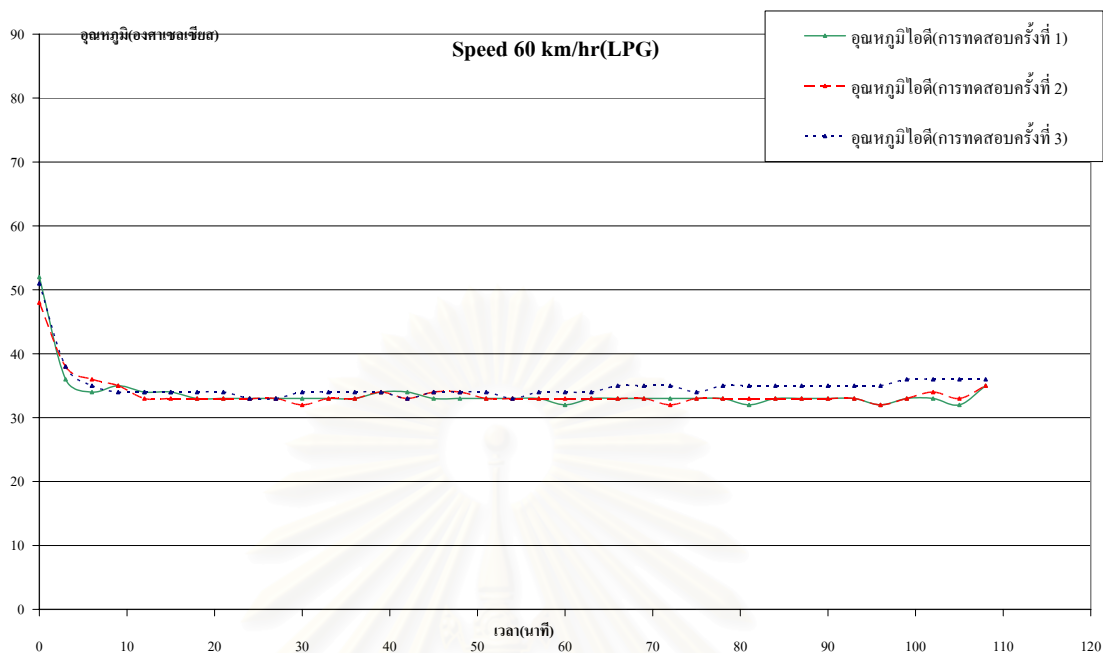
#### 5.1.2.1.1 ความเร็วคงที่ 60 กิโลเมตรต่อชั่วโมง

- อุณหภูมิบรรยากาศห้องเครื่องใต้ฝากระโปรงรถ



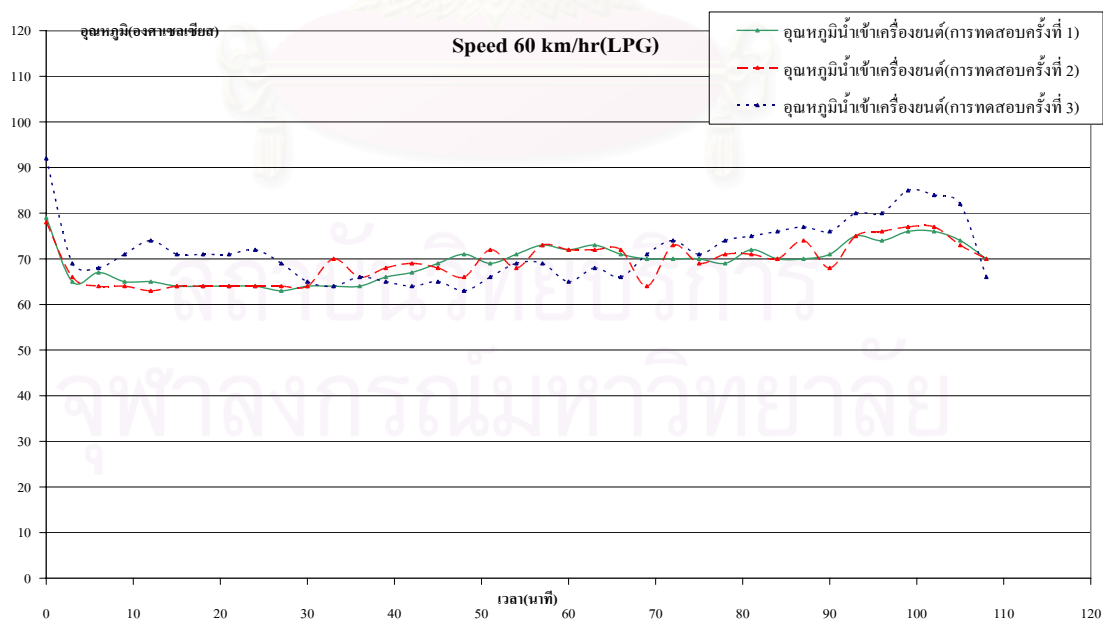
รูปที่ 5-33 แสดงกราฟอุณหภูมิบรรยากาศห้องเครื่องใต้ฝากระโปรงรถตลอดการขับขี่ที่ความเร็วคงที่ 60 กิโลเมตร/ชั่วโมง จำนวนการทดสอบ 3 ครั้ง

- อุณหภูมิไอดี



รูปที่ 5-34 แสดงกราฟอุณหภูมิไอดีตลอดการขับขี่ที่ความเร็วคงที่ 60 กิโลเมตร/ชั่วโมง จำนวนการทดสอบ 3 ครั้ง

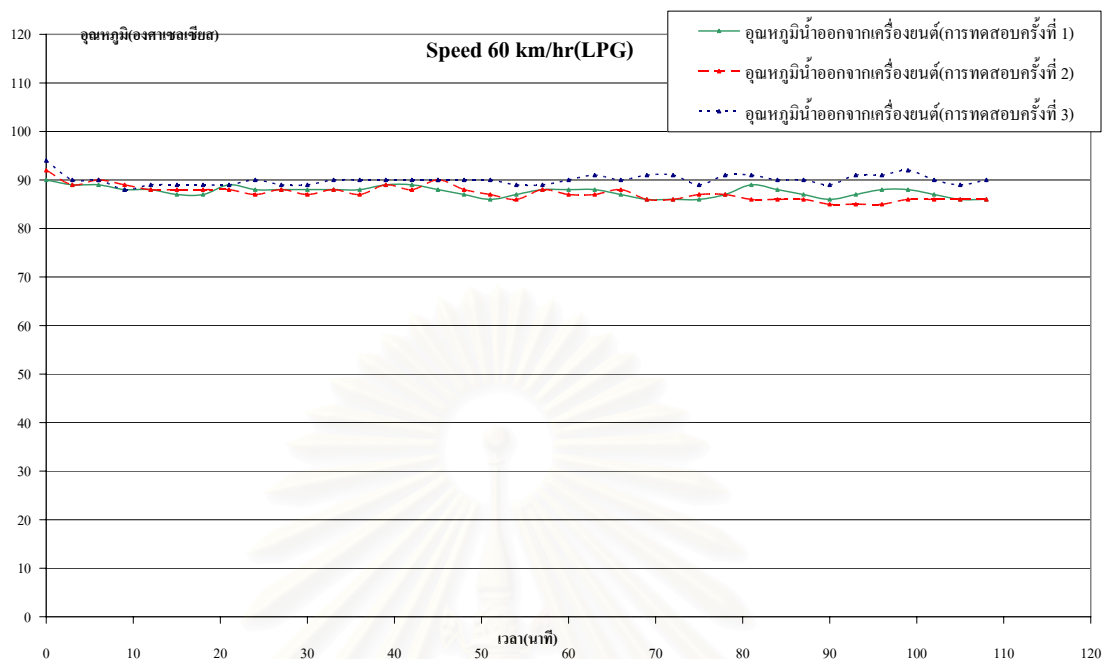
- อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นเข้าเครื่องยนต์



รูปที่ 5-35 แสดงกราฟอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นเข้าเครื่องยนต์ตลอดการขับขี่ที่ความเร็วคงที่ 60 กิโลเมตร/ชั่วโมง จำนวนการทดสอบ 3 ครั้ง

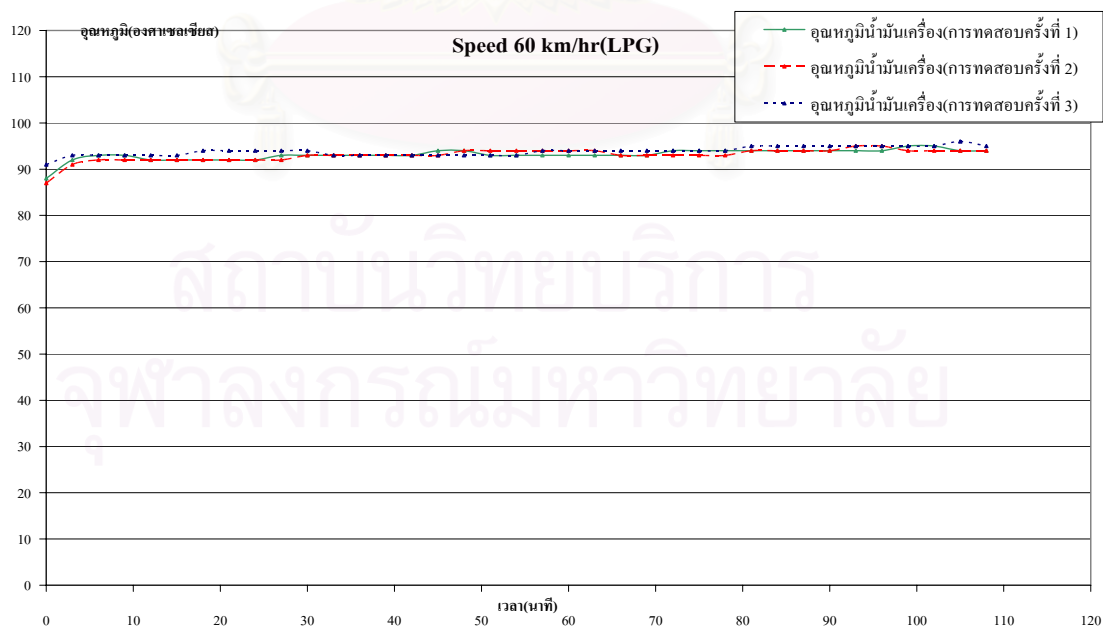


- อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นออกจากเครื่องยนต์



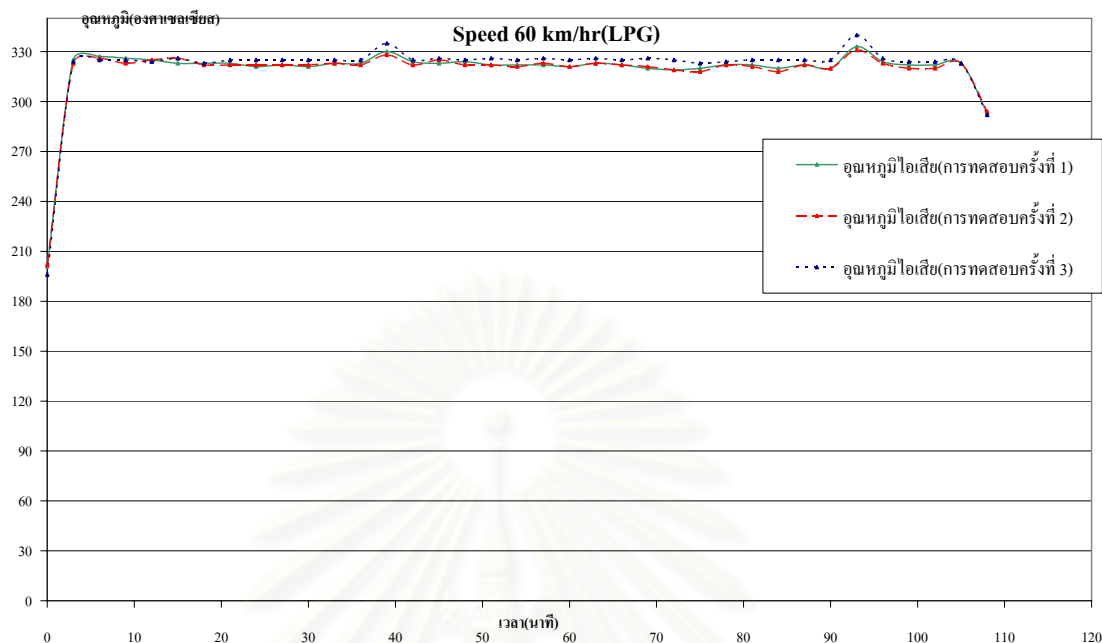
รูปที่ 5-36 แสดงกราฟอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นออกจากเครื่องยนต์ตลอดการขับขี่ที่ความเร็วคงที่ 60 กิโลเมตร/ชั่วโมง จำนวนการทดสอบ 3 ครั้ง

- อุณหภูมิน้ำมันเครื่อง



รูปที่ 5-37 แสดงกราฟอุณหภูมิน้ำมันเครื่องตลอดการขับขี่ที่ความเร็วคงที่ 60 กิโลเมตร/ชั่วโมง จำนวนการทดสอบ 3 ครั้ง

## - อุณหภูมิไอเสีย



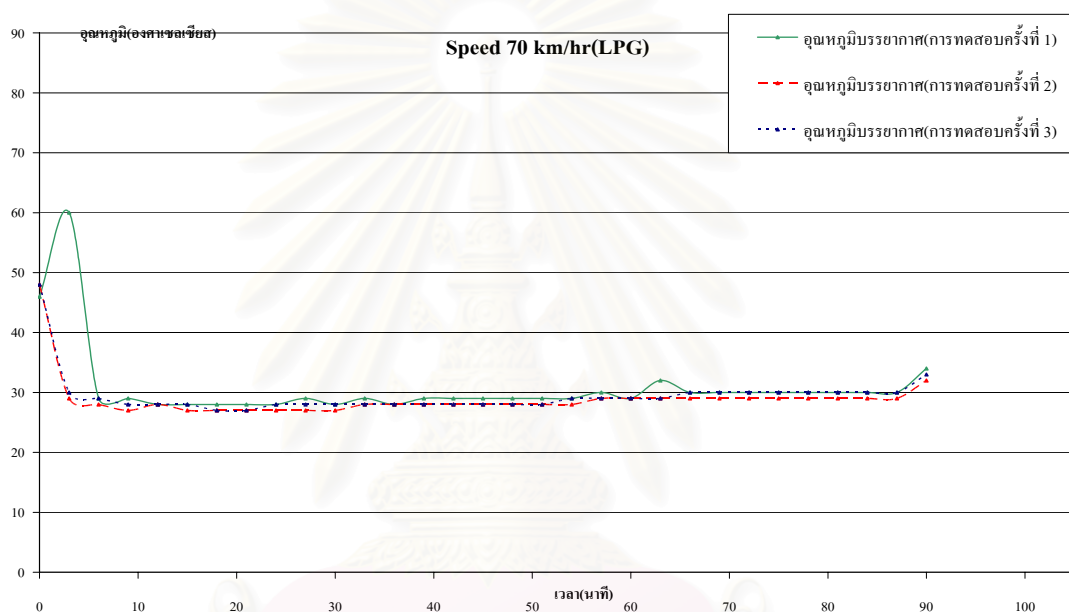
รูปที่ 5-38 แสดงกราฟอุณหภูมิไอเสียตลอดการขับขี่ที่ความเร็วคงที่ 60 กิโลเมตร/ชั่วโมง จำนวนการทดสอบ 3 ครั้ง

สำหรับเชื้อเพลิงก๊าซหุงต้มเมื่อทำการทดสอบที่ความเร็วคงที่ 60 กิโลเมตร/ชั่วโมง พบว่าอุณหภูมิที่วัดได้คงที่ตลอดการทดสอบและมีความสัมพันธ์ต่อกัน ดังรูปที่ 5-33 ถึงรูปที่ 5-38 แสดงค่าอุณหภูมิในการทดสอบ โดยเมื่อเฉลี่ยค่าอุณหภูมิในการทดสอบทั้ง 3 ครั้งและเทียบการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิในการทดสอบกับอุณหภูมิเฉลี่ย พบว่าอุณหภูมিবรรยากาศห้องเครื่องได้ฝากระโปรงรถมีค่าเฉลี่ย  $28.74^{\circ}\text{C}$  มีค่าเบี่ยงเบนมาตรฐาน  $0.65^{\circ}\text{C}$ , อุณหภูมิไอดีมีค่าเฉลี่ย  $33.57^{\circ}\text{C}$  มีค่าเบี่ยงเบนมาตรฐาน  $0.87^{\circ}\text{C}$ , อุณหภูมิ น้ำหล่อเย็นเข้าเครื่องยนต์มีค่าเฉลี่ย  $69.59^{\circ}\text{C}$  มีค่าเบี่ยงเบนมาตรฐาน  $2.54^{\circ}\text{C}$ , อุณหภูมิ น้ำหล่อเย็นออกจากเครื่องยนต์มีค่าเฉลี่ย  $88.31^{\circ}\text{C}$  มีค่าเบี่ยงเบนมาตรฐาน  $0.61^{\circ}\text{C}$ , อุณหภูมิ น้ำมันเครื่องมีค่าเฉลี่ย  $92.82^{\circ}\text{C}$  มีค่าเบี่ยงเบนมาตรฐาน  $0.45^{\circ}\text{C}$ , อุณหภูมิไอเสียมีค่าเฉลี่ย  $324.46^{\circ}\text{C}$  มีค่าเบี่ยงเบนมาตรฐาน  $2.93^{\circ}\text{C}$  ดังนั้นจึงพิจารณาอุณหภูมิน้ำมันเครื่อง อุณหภูมิ น้ำออกจากเครื่องยนต์และอุณหภูมิไอเสียที่ใกล้เคียงตลอดการทดสอบได้ว่าเครื่องยนต์ทำงานที่สภาวะคงตัวตลอดการทดสอบ โดยถ้าสังเกตผลจากการทดสอบครั้งที่ 2 จะพบว่าเมื่ออุณหภูมিবรรยากาศและอุณหภูมิไอดีลดลงต่ำกว่าการทดสอบครั้งที่ 1 และครั้งที่ 3 ทำให้อุณหภูมิของน้ำมันและอุณหภูมิของไอเสียครั้งที่ 2 จะลดลงต่ำกว่าการทดสอบอีกสองครั้ง ส่วนอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นที่ออกจากเครื่องยนต์มีค่าค่อนข้างคงที่ตลอด

การทดสอบแต่ละครั้งมีแตกต่างกันเล็กน้อยในบางช่วงการทดสอบทั้ง 3 ครั้งและเมื่อพิจารณาที่อุณหภูมิ น้ำหล่อเย็นที่ผ่านหม้อน้ำก่อนเข้าเครื่องยนต์พบว่าอุณหภูมิก่อนข้างมีการแกว่งของอุณหภูมิ โดยมีผลมาจากระบบการทำงานของพัดลมระบายความร้อน

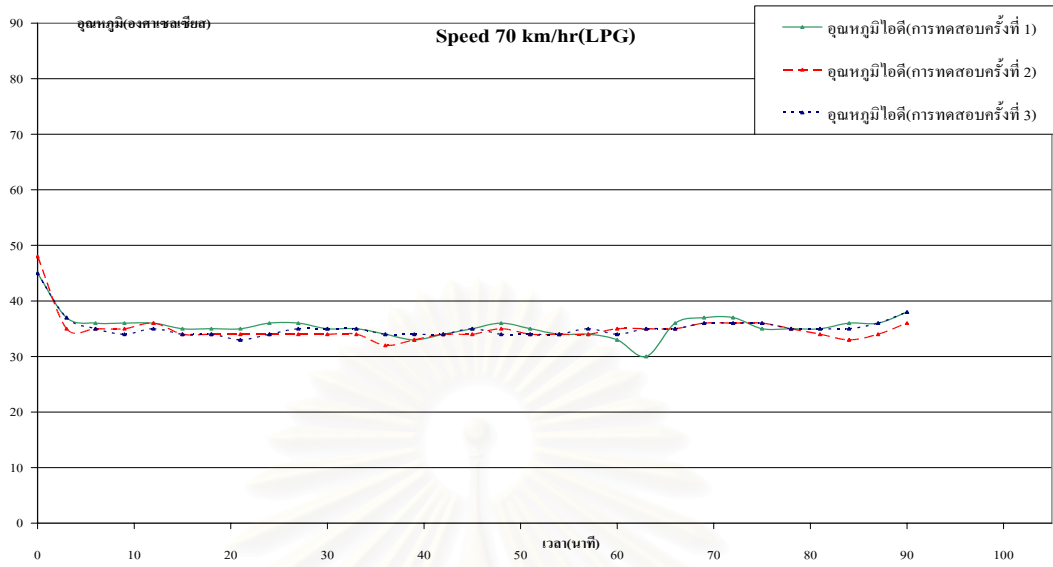
### 5.1.2.1.2 ความเร็วคงที่ 70 กิโลเมตรต่อชั่วโมง

- อุณหภูมิบรรยากาศห้องเครื่องได้ฝากระโปรงรถ



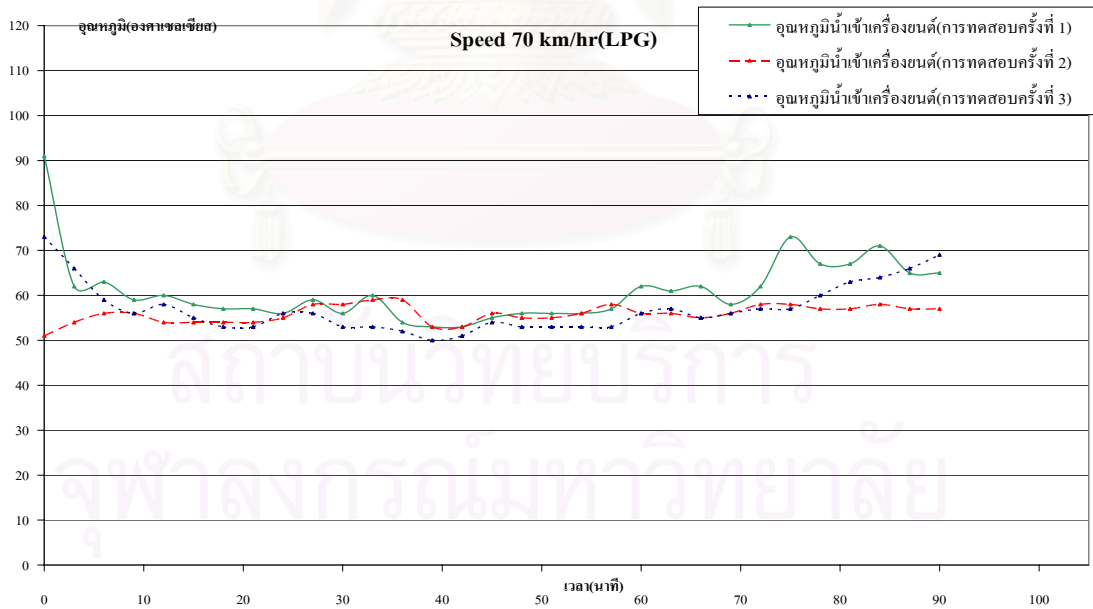
รูปที่ 5-39 แสดงกราฟอุณหภูมิบรรยากาศห้องเครื่องได้ฝากระโปรงรถตลอดการขับที่ความเร็วคงที่ 70 กิโลเมตร/ชั่วโมง จำนวนการทดสอบ 3 ครั้ง

- อุณหภูมิไอดี



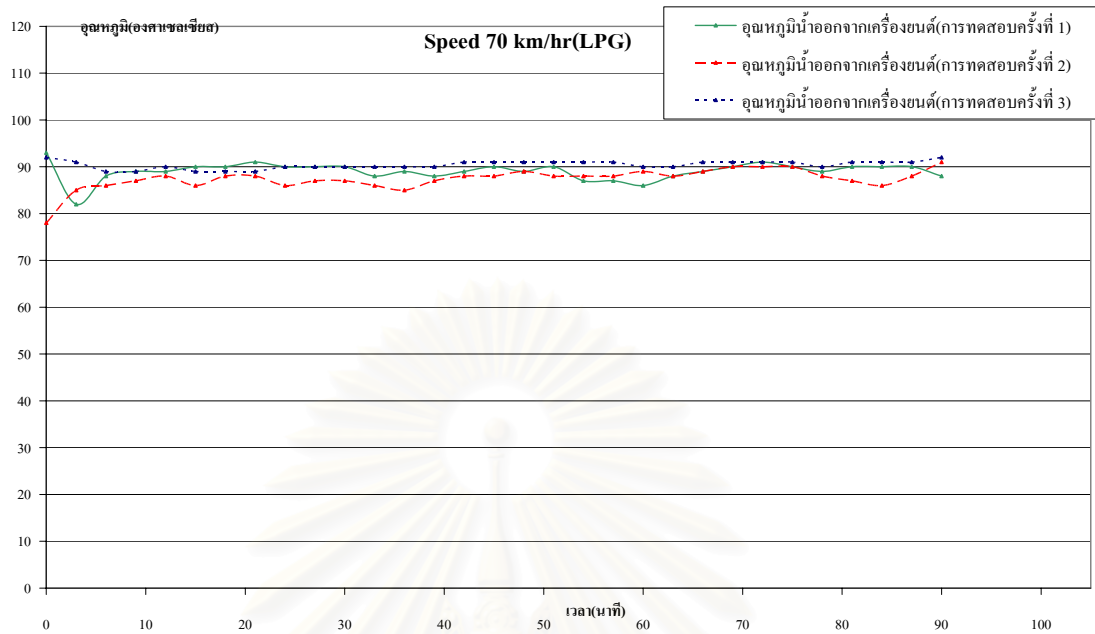
รูปที่ 5-40 แสดงกราฟอุณหภูมิไอดีตลอดการขับขี่ที่ความเร็วคงที่ 70 กิโลเมตร/ชั่วโมง จำนวนการทดสอบ 3 ครั้ง

- อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นเข้าเครื่องยนต์



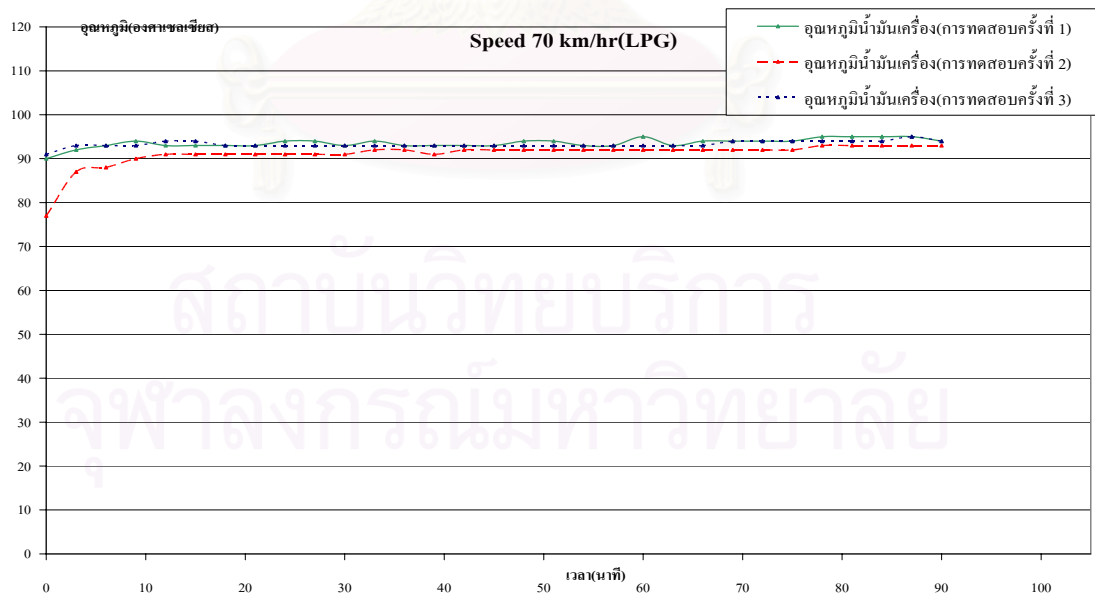
รูปที่ 5-41 แสดงกราฟอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นเข้าเครื่องยนต์ตลอดการขับขี่ที่ความเร็วคงที่ 70 กิโลเมตร/ชั่วโมง จำนวนการทดสอบ 3 ครั้ง

- อุณหภูมิ น้ำหล่อเย็นออกจากเครื่องยนต์



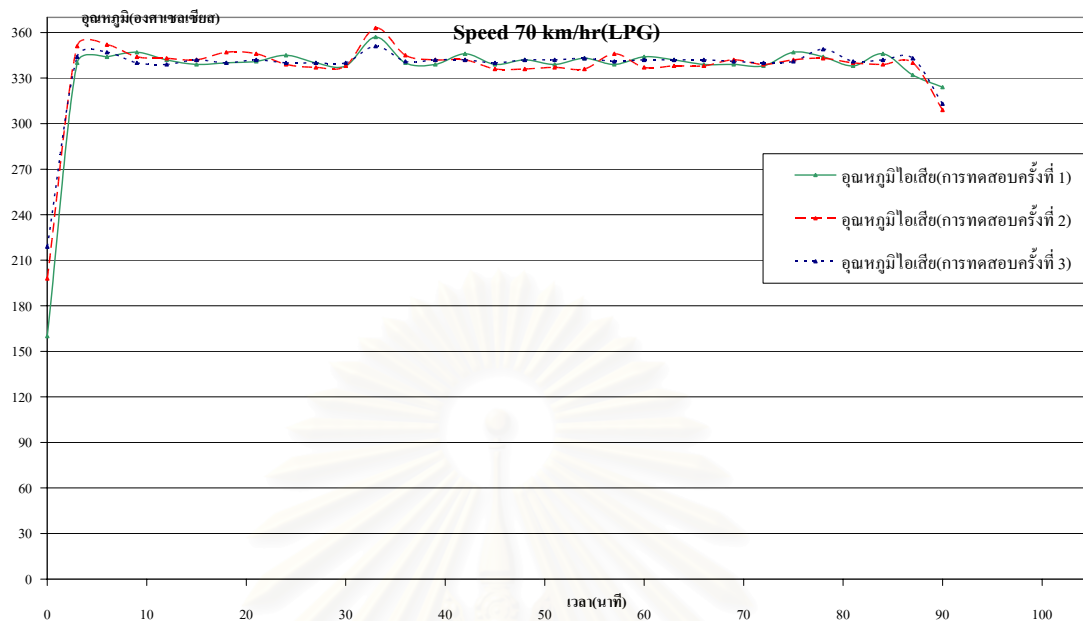
รูปที่ 5-42 แสดงกราฟอุณหภูมิ น้ำหล่อเย็นออกจากเครื่องยนต์ตลอดการขับขี่ที่ความเร็วคงที่ 70 กิโลเมตร/ชั่วโมง จำนวนการทดสอบ 3 ครั้ง

- อุณหภูมิ น้ำมันเครื่อง



รูปที่ 5-43 แสดงกราฟอุณหภูมิ น้ำมันเครื่องตลอดการขับขี่ที่ความเร็วคงที่ 70 กิโลเมตร/ชั่วโมง จำนวนการทดสอบ 3 ครั้ง

## - อุณหภูมิไอเสีย



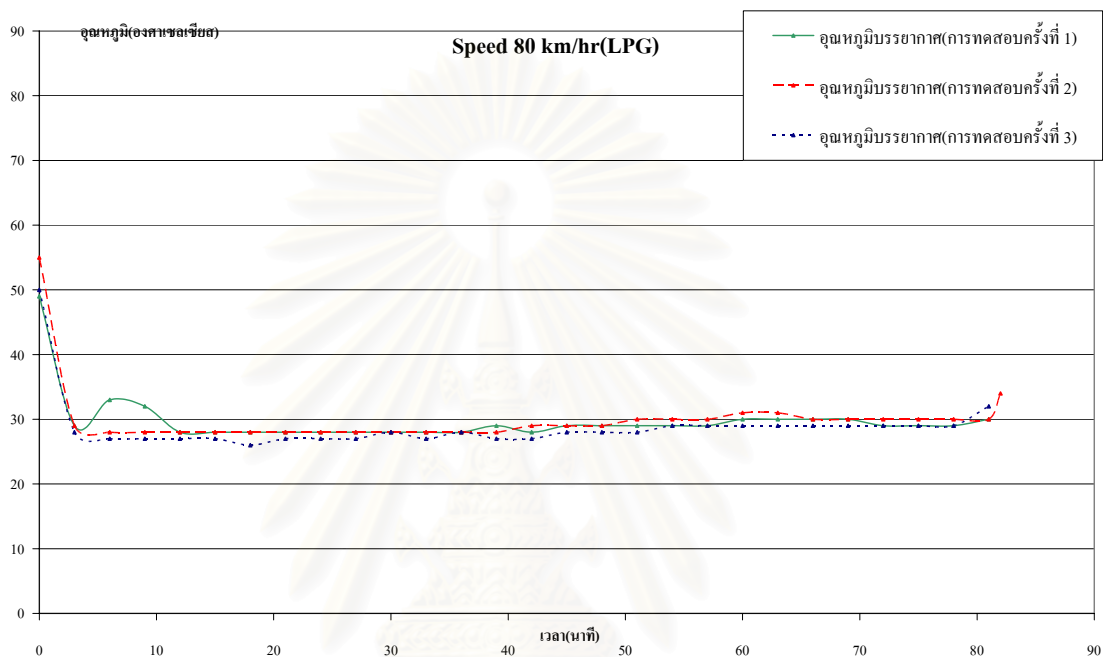
รูปที่ 5-44 แสดงกราฟอุณหภูมิไอเสียตลอดการขับขี่ที่ความเร็วคงที่ 70 กิโลเมตร/ชั่วโมง จำนวนการทดสอบ 3 ครั้ง

จากการทดสอบเมื่อใช้เชื้อเพลิงก๊าซหุงต้ม วิ่งรถด้วยความเร็วคงที่ 70 กิโลเมตร/ชั่วโมง ได้ อุณหภูมิดังแสดงในรูปที่ 5-39 ถึงรูปที่ 5-44 แสดงค่าอุณหภูมิในการทดสอบ โดยเมื่อเฉลี่ยค่า อุณหภูมิในการทดสอบทั้ง 3 ครั้งและเทียบการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิในการทดสอบกับ อุณหภูมิเฉลี่ย พบว่าอุณหภูมিবรรยากาศห้องเครื่องได้ฝากระโปรงรถมีค่าเฉลี่ย 28.92 °C มีค่า เบี่ยงเบนมาตรฐาน 1.81 °C, อุณหภูมิไอดีมีค่าเฉลี่ย 34.56 °C มีค่าเบี่ยงเบนมาตรฐาน 0.81 °C, อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นเข้าเครื่องยนต์มีค่าเฉลี่ย 57.36 °C มีค่าเบี่ยงเบนมาตรฐาน 3.07 °C, อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นออกจากเครื่องยนต์มีค่าเฉลี่ย 89.01 °C มีค่าเบี่ยงเบนมาตรฐาน 0.69 °C, อุณหภูมิน้ำมันเครื่องมีค่าเฉลี่ย 92.83 °C มีค่าเบี่ยงเบนมาตรฐาน 0.54 °C, อุณหภูมิไอเสียมี ค่าเฉลี่ย 341.79 °C มีค่าเบี่ยงเบนมาตรฐาน 3.22 °C ดังนั้นจึงพิจารณาอุณหภูมิน้ำมันเครื่อง อุณหภูมิน้ำออกจากเครื่องยนต์และอุณหภูมิไอเสียที่ใกล้เคียงตลอดการทดสอบได้ว่าเครื่องยนต์ ทำงานที่สภาวะคงตัวตลอดการทดสอบ เมื่อพิจารณาพบว่าอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นเข้าเครื่องยนต์(ที่ ออกจากหม้อน้ำ)มีการเปลี่ยนแปลงตลอดการทดสอบ ซึ่งทำให้อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นที่ออกจาก เครื่องยนต์มีการแกว่งของอุณหภูมิบ้างเล็กน้อย และจากการพิจารณาการทดสอบทั้ง 3 ครั้งพบว่า ในการทดสอบครั้งที่ 1 อุณหภูมিবรรยากาศในการทดสอบสูงกว่าครั้งที่ 2 และ 3 เล็กน้อย เป็น

ผลให้อุณหภูมิไอดีสูงตามซึ่งทำให้อุณหภูมิไอเสียและอุณหภูมิน้ำมันเครื่องในการทดสอบครั้งที่ 1 สูงขึ้นกว่าครั้งที่ 2 และ 3 เล็กน้อย

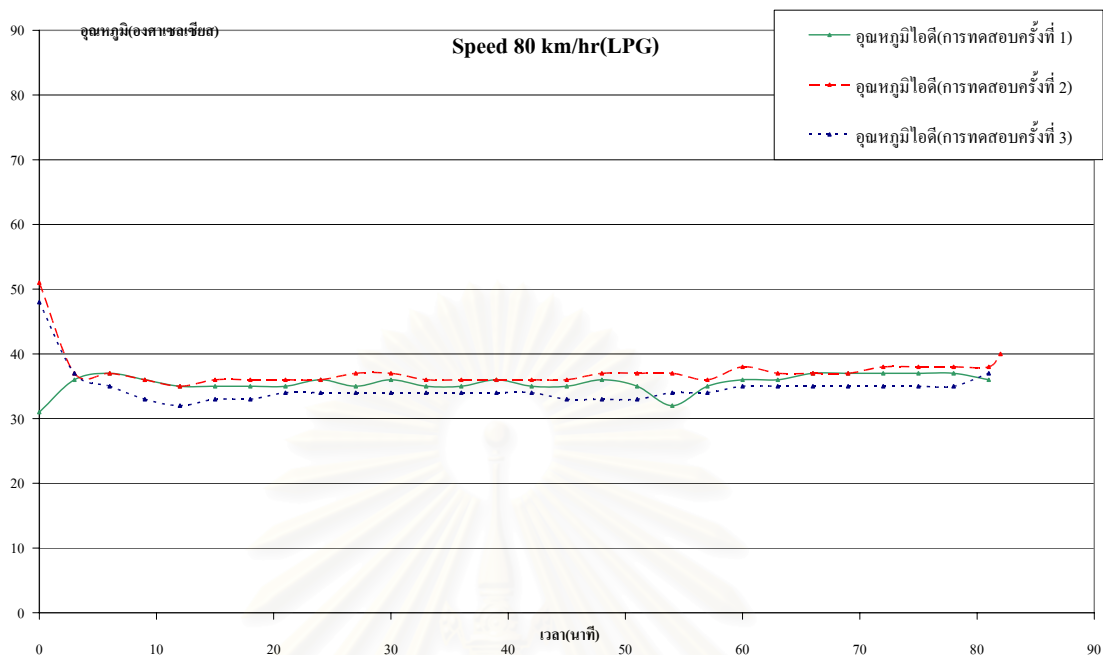
### 5.1.2.1.3 ความเร็วคงที่ 80 กิโลเมตรต่อชั่วโมง

- อุณหภูมิบรรยากาศห้องเครื่องได้ฝากระโปรงรถ



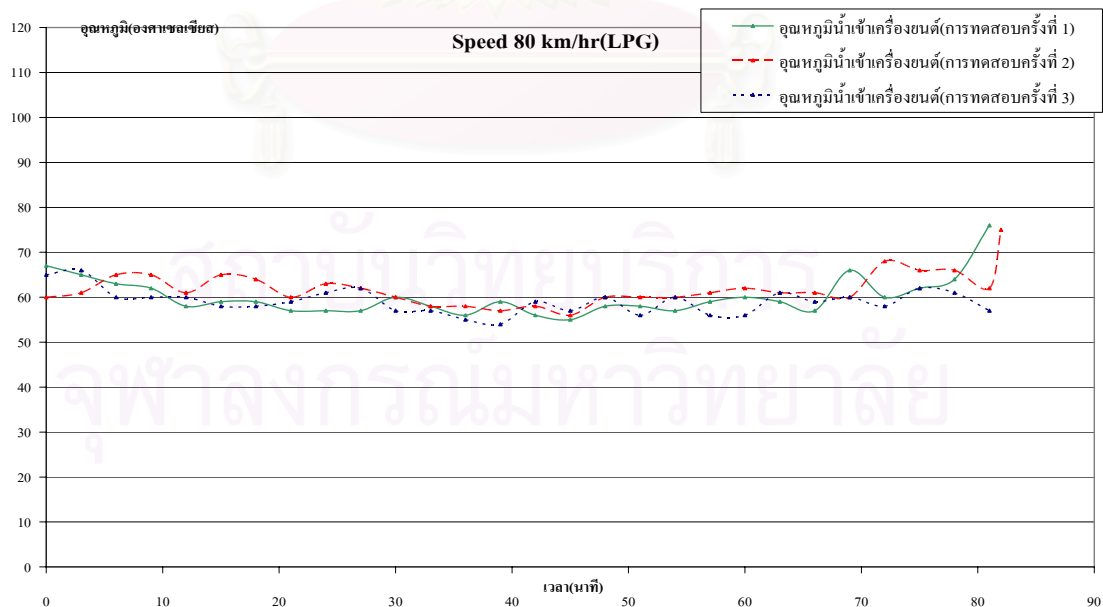
รูปที่ 5-45 แสดงกราฟอุณหภูมิบรรยากาศห้องเครื่องได้ฝากระโปรงรถตลอดการขับขี่ที่ความเร็วคงที่ 80 กิโลเมตร/ชั่วโมง จำนวนการทดสอบ 3 ครั้ง

- อุณหภูมิไอดี



รูปที่ 5-46 แสดงกราฟอุณหภูมิไอดีตลอดการขับขี่ที่ความเร็วคงที่ 80 กิโลเมตร/ชั่วโมง จำนวนการทดสอบ 3 ครั้ง

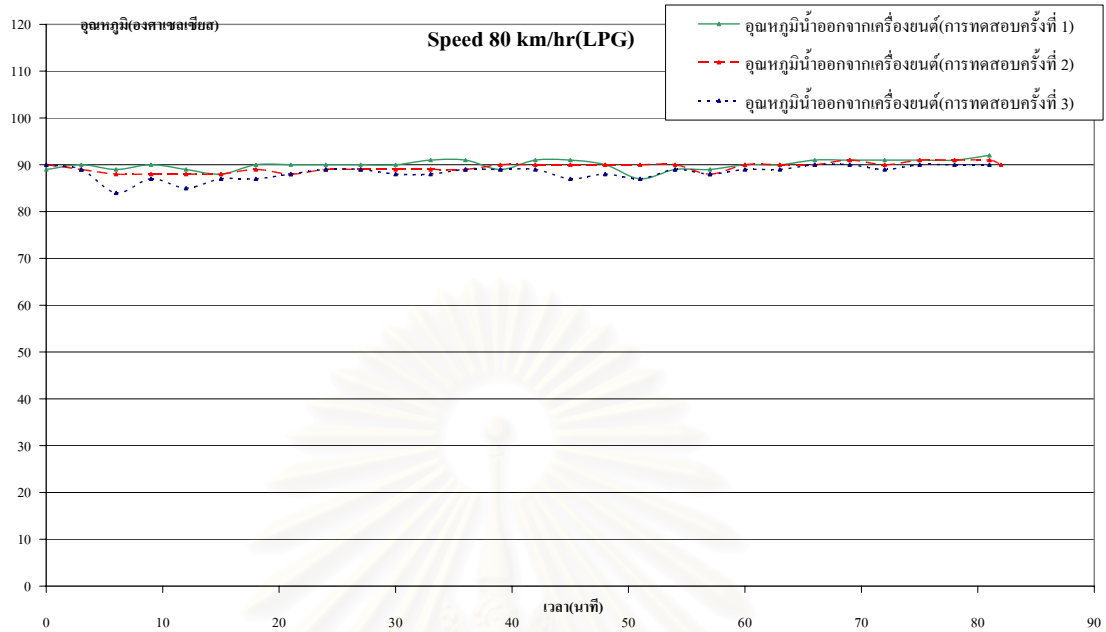
- อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นเข้าเครื่องยนต์



รูปที่ 5-47 แสดงกราฟอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นเข้าเครื่องยนต์ตลอดการขับขี่ที่ความเร็วคงที่ 80 กิโลเมตร/ชั่วโมง จำนวนการทดสอบ 3 ครั้ง

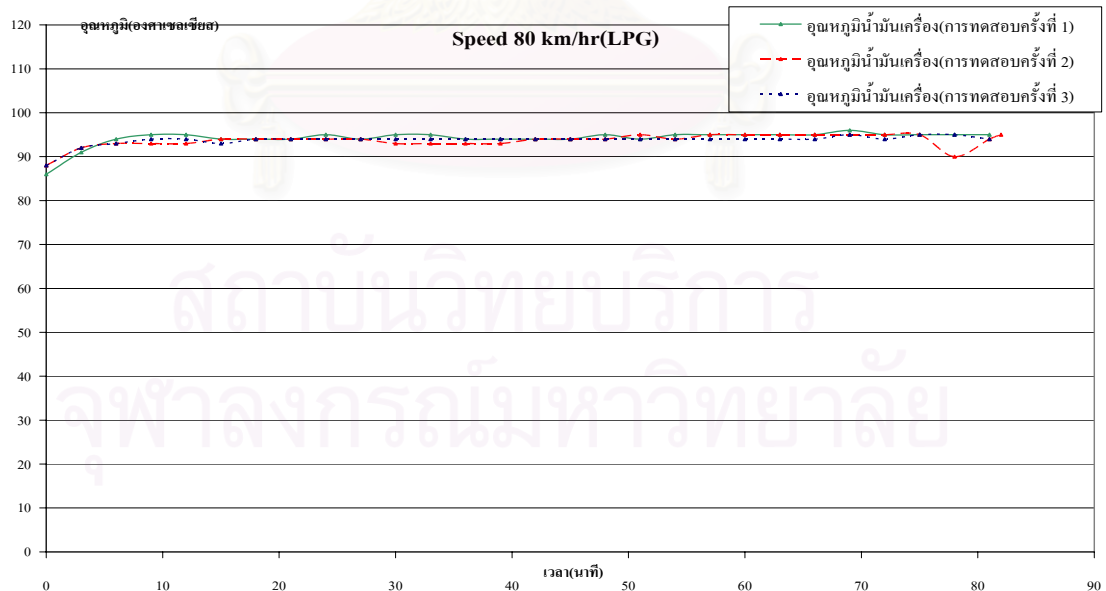


- อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นออกจากเครื่องยนต์



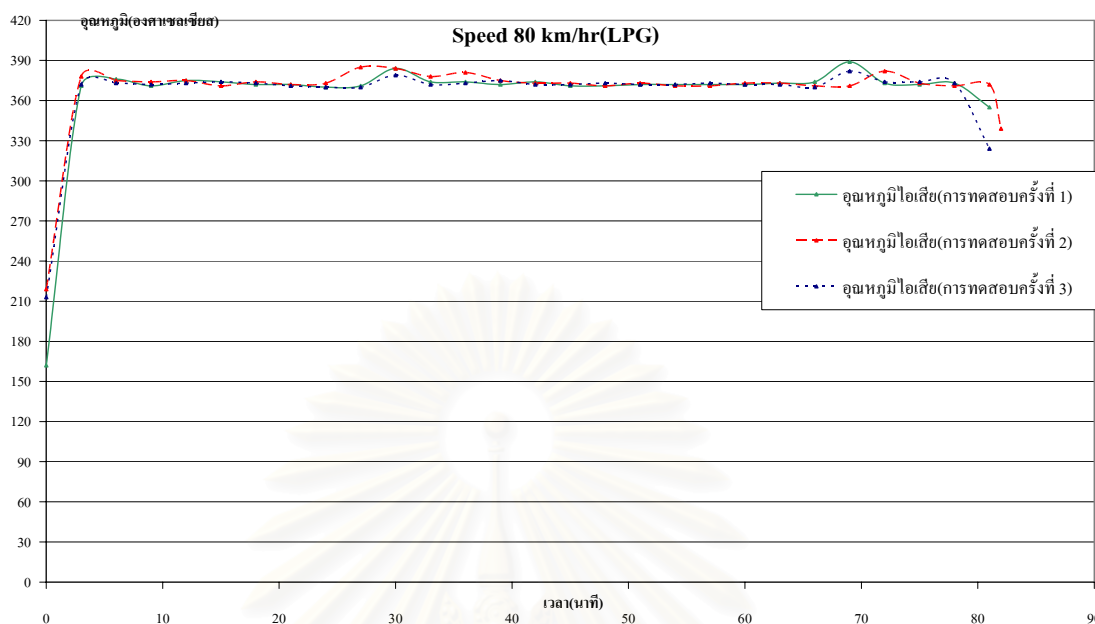
รูปที่ 5-48 แสดงกราฟอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นออกจากเครื่องยนต์ตลอดการขับขี่ที่ความเร็วคงที่ 80 กิโลเมตร/ชั่วโมง จำนวนการทดสอบ 3 ครั้ง

- อุณหภูมิน้ำมันเครื่อง



รูปที่ 5-49 แสดงกราฟอุณหภูมิน้ำมันเครื่องตลอดการขับขี่ที่ความเร็วคงที่ 80 กิโลเมตร/ชั่วโมง จำนวนการทดสอบ 3 ครั้ง

### - อุณหภูมิไอเสีย



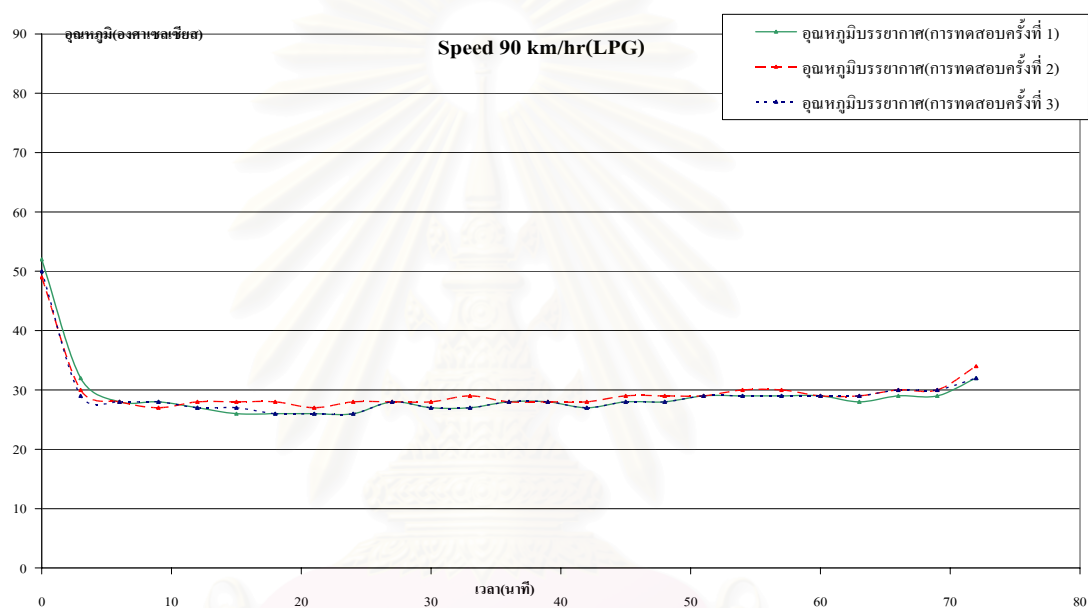
รูปที่ 5-50 แสดงกราฟอุณหภูมิไอเสียตลอดการขับขี่ที่ความเร็วคงที่ 80 กิโลเมตร/ชั่วโมง จำนวนการทดสอบ 3 ครั้ง

ในการทดสอบที่ความเร็วคงที่ 80 กิโลเมตร/ชั่วโมง เชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติ พบว่าอุณหภูมิที่วัดได้คงที่ตลอดการทดสอบและสัมพันธ์กัน ในรูปที่ 5-45 ถึงรูปที่ 5-50 แสดงค่าอุณหภูมิในการทดสอบ โดยเมื่อเฉลี่ยค่าอุณหภูมิในการทดสอบทั้ง 3 ครั้งและเทียบการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิในการทดสอบกับอุณหภูมิเฉลี่ย พบว่าอุณหภูมิมบรยากาศห้องเครื่องใต้ฝากระโปรงรถมีค่าเฉลี่ย  $28.34^{\circ}\text{C}$  มีค่าเบี่ยงเบนมาตรฐาน  $0.98^{\circ}\text{C}$ , อุณหภูมิไอเสียมีค่าเฉลี่ย  $32.57^{\circ}\text{C}$  มีค่าเบี่ยงเบนมาตรฐาน  $0.86^{\circ}\text{C}$ , อุณหภูมิ น้ำหล่อเย็นเข้าเครื่องยนต์มีค่าเฉลี่ย  $59.48^{\circ}\text{C}$  มีค่าเบี่ยงเบนมาตรฐาน  $2.30^{\circ}\text{C}$ , อุณหภูมิ น้ำหล่อเย็นออกจากเครื่องยนต์มีค่าเฉลี่ย  $89.12^{\circ}\text{C}$  มีค่าเบี่ยงเบนมาตรฐาน  $0.97^{\circ}\text{C}$ , อุณหภูมิ น้ำมันเครื่องมีค่าเฉลี่ย  $94.13^{\circ}\text{C}$  มีค่าเบี่ยงเบนมาตรฐาน  $0.66^{\circ}\text{C}$ , อุณหภูมิไอเสียมีค่าเฉลี่ย  $373.52^{\circ}\text{C}$  มีค่าเบี่ยงเบนมาตรฐาน  $2.68^{\circ}\text{C}$  ดังนั้นจึงพิจารณาอุณหภูมิ น้ำมันเครื่อง อุณหภูมิ น้ำออกจากเครื่องยนต์และอุณหภูมิไอเสียที่ใกล้เคียงตลอดการทดสอบได้ว่าเครื่องยนต์ทำงานที่สภาวะคงตัวตลอดการทดสอบ โดยเมื่อสังเกตผลจากการทดสอบครั้งที่ 3 จะพบว่าเมื่ออุณหภูมิมบรยากาศลดลงต่ำกว่าการทดสอบครั้งที่ 1 และครั้งที่ 2 ทำให้อุณหภูมิของไอเสียครั้งที่ 3 จะลดลงต่ำกว่าการทดสอบอีก 2 ครั้ง แต่อุณหภูมิของ น้ำมันเครื่องมีการแตกต่างกันน้อยมาก ๆ จนเกือบเท่ากันตลอดการทดสอบ ส่วนอุณหภูมิ น้ำหล่อเย็นที่ออกจากเครื่องยนต์มีค่าค่อนข้างคงที่ตลอดการทดสอบแทบแตกต่างกันในการทดสอบทั้ง 3 ครั้งและเมื่อ

พิจารณาที่อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นที่ผ่านหม้อน้ำก่อนเข้าเครื่องยนต์พบว่าอุณหภูมิก่อนข้างคงที่ มีการแกว่งของอุณหภูมิน้อยกว่าที่ความเร็วคงที่ 60 กิโลเมตร/ชั่วโมง และ 70 กิโลเมตร/ชั่วโมง แสดงให้เห็นว่าที่ความเร็วคงที่สูงขึ้นผลจากพัดลมระบายความร้อนจะมีผลลดลง

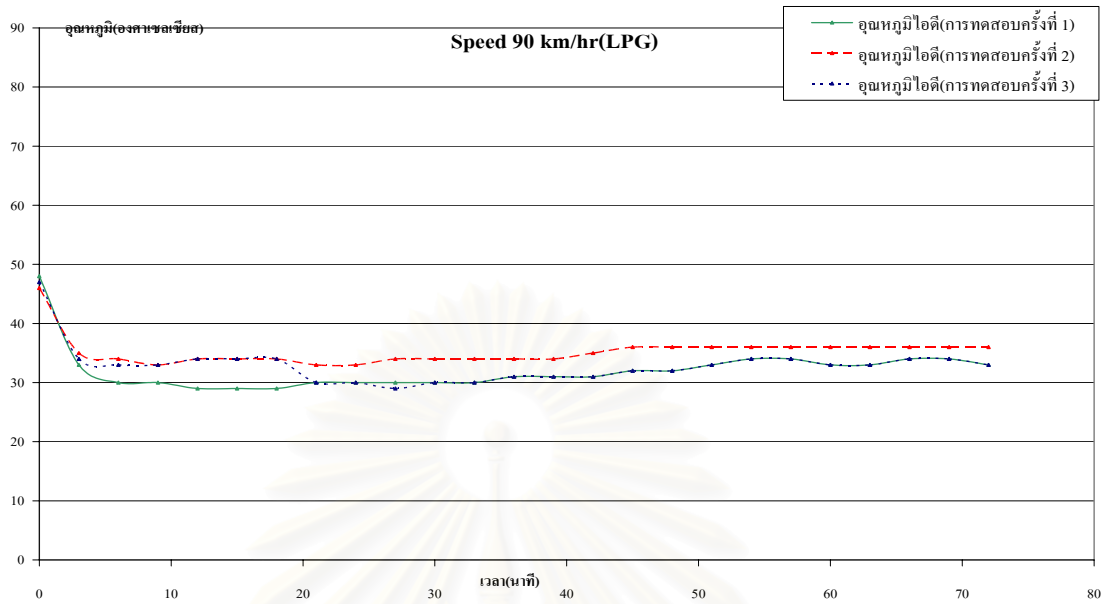
### 5.1.2.1.4 ความเร็วคงที่ 90 กิโลเมตรต่อชั่วโมง

- อุณหภูมิบรรยากาศห้องเครื่องใต้ฝากระโปรงรถ



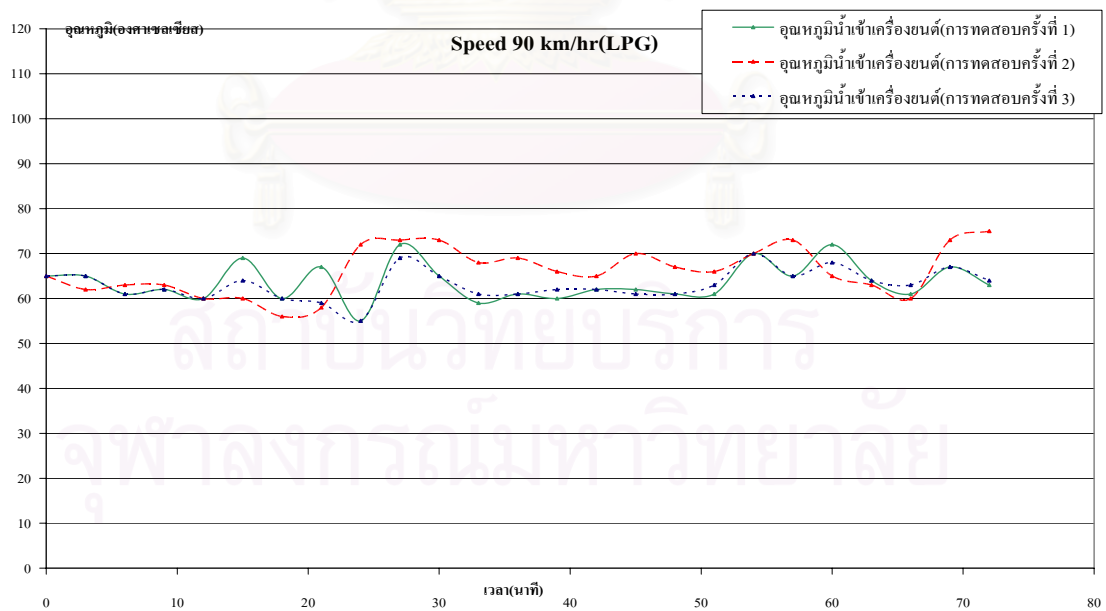
รูปที่ 5-51 แสดงกราฟอุณหภูมิบรรยากาศห้องเครื่องใต้ฝากระโปรงรถตลอดการขับขี่ที่ความเร็วคงที่ 90 กิโลเมตร/ชั่วโมง จำนวนการทดสอบ 3 ครั้ง

- อุณหภูมิไอดี



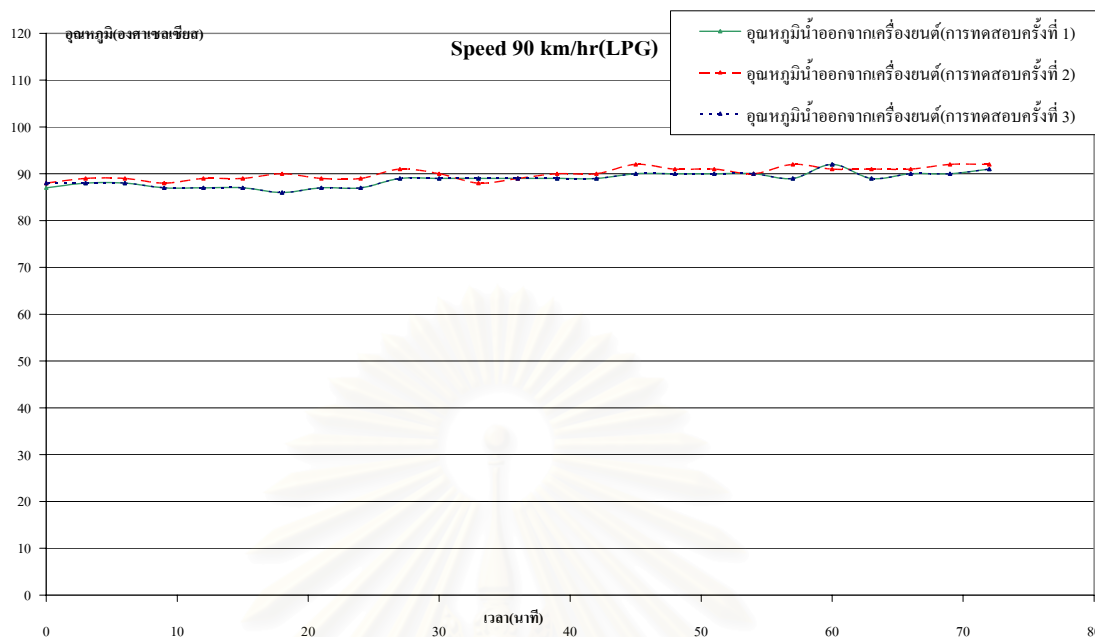
รูปที่ 5-52 แสดงกราฟอุณหภูมิไอดีตลอดการขับขี่ที่ความเร็วคงที่ 90 กิโลเมตร/ชั่วโมง จำนวนการทดสอบ 3 ครั้ง

- อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นเข้าเครื่องยนต์



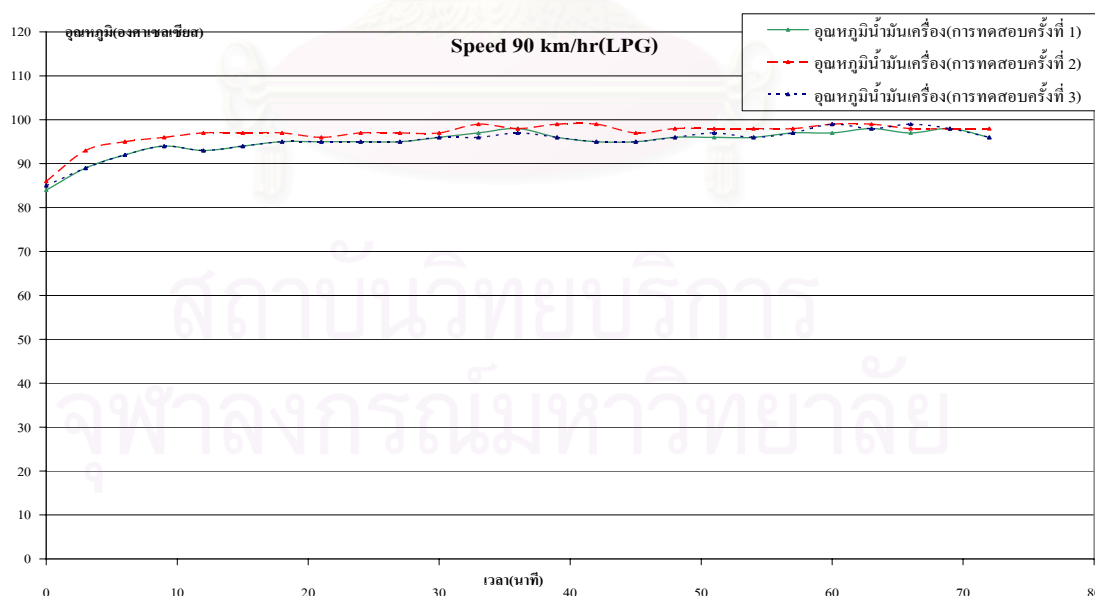
รูปที่ 5-53 แสดงกราฟอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นเข้าเครื่องยนต์ตลอดการขับขี่ที่ความเร็วคงที่ 90 กิโลเมตร/ชั่วโมง จำนวนการทดสอบ 3 ครั้ง

- อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นออกจากเครื่องยนต์



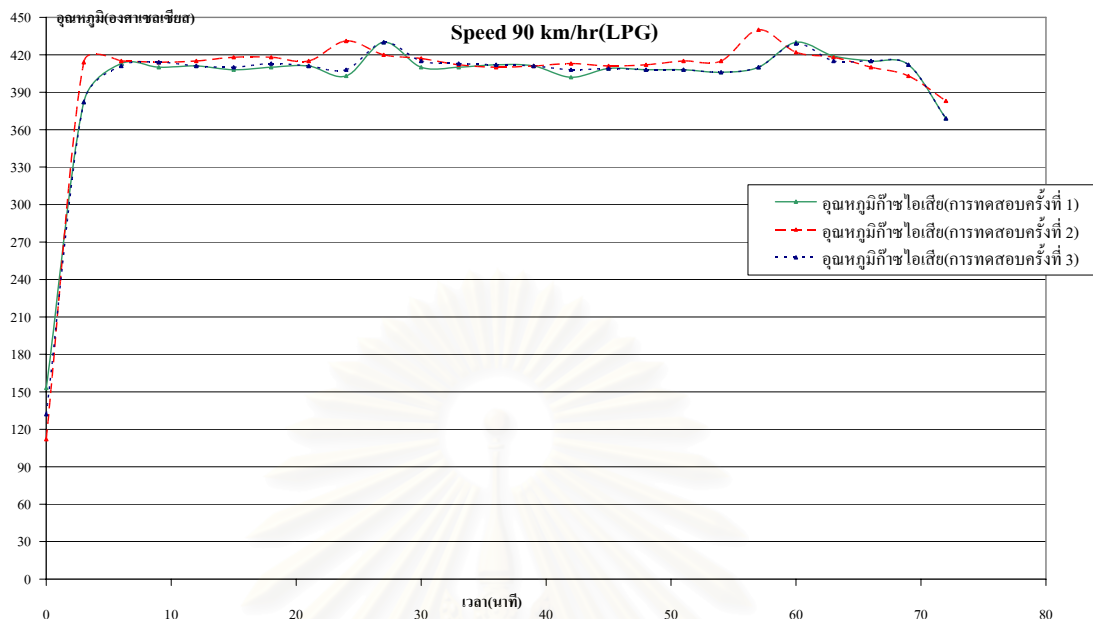
รูปที่ 5-54 แสดงกราฟอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นออกจากเครื่องยนต์ตลอดการขับขี่ที่ความเร็วคงที่ 90 กิโลเมตร/ชั่วโมง จำนวนการทดสอบ 3 ครั้ง

- อุณหภูมิน้ำมันเครื่อง



รูปที่ 5-55 แสดงกราฟอุณหภูมิน้ำมันเครื่องตลอดการขับขี่ที่ความเร็วคงที่ 90 กิโลเมตร/ชั่วโมง จำนวนการทดสอบ 3 ครั้ง

### - อุณหภูมิไอเสีย



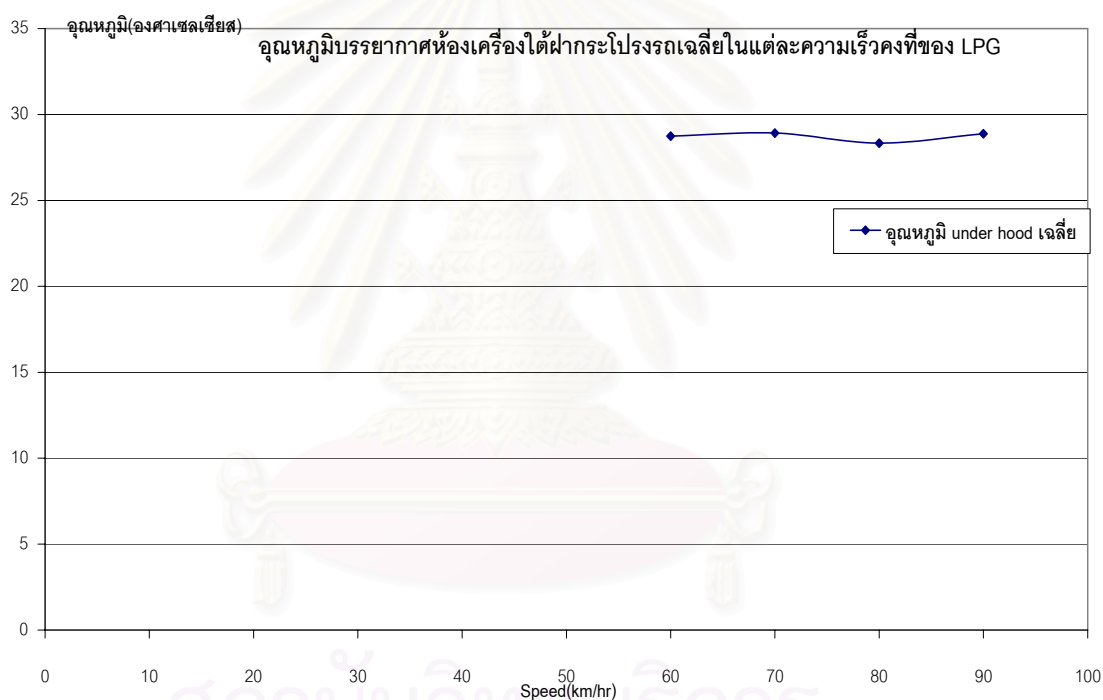
รูปที่ 5-56 แสดงกราฟอุณหภูมิไอเสียตลอดการขับขี่ที่ความเร็วคงที่ 90 กิโลเมตร/ชั่วโมง จำนวน การทดสอบ 3 ครั้ง

การทดสอบโดยใช้เชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติที่ความเร็วคงที่ 90 กิโลเมตร/ชั่วโมง ได้ผล อุณหภูมิ ดังแสดงในรูปที่ 5-51 ถึงรูปที่ 5-56 แสดงค่าอุณหภูมิในการทดสอบ โดยเมื่อเฉลี่ยค่า อุณหภูมิในการทดสอบทั้ง 3 ครั้งและเทียบการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิในการทดสอบกับ อุณหภูมิเฉลี่ย พบว่าอุณหภูมিবรรยากาศห้องเครื่องได้ฝากระโปรงรถมีค่าเฉลี่ย 28.88 °C มีค่า เบี่ยงเบนมาตรฐาน 1.08 °C, อุณหภูมิไอดีมีค่าเฉลี่ย 33.42 °C มีค่าเบี่ยงเบนมาตรฐาน 1.30 °C, อุณหภูมิ น้ำหล่อเย็นเข้าเครื่องยนต์มีค่าเฉลี่ย 64.12 °C มีค่าเบี่ยงเบนมาตรฐาน 3.33 °C, อุณหภูมิ น้ำหล่อเย็นออกจากเครื่องยนต์มีค่าเฉลี่ย 89.17 °C มีค่าเบี่ยงเบนมาตรฐาน 1.25 °C อุณหภูมิ น้ำมันเครื่องมีค่าเฉลี่ย 96.10 °C มีค่าเบี่ยงเบนมาตรฐาน 1.85 °C และอุณหภูมิไอเสียมี ค่าเฉลี่ย 412.61 °C มีค่าเบี่ยงเบนมาตรฐาน 6.63 °C ดังนั้นจึงพิจารณาอุณหภูมิน้ำมันเครื่อง อุณหภูมิ น้ำออกจากเครื่องยนต์และอุณหภูมิไอเสียที่ใกล้เคียงตลอดการทดสอบได้ว่าเครื่องยนต์ ทำงานที่สภาวะคงตัวตลอดการทดสอบ เมื่อพิจารณาพบว่าอุณหภูมিবรรยากาศในการทดสอบครั้งที่ 2 สูงกว่าในครั้งที่ 1 และครั้งที่ 3 ซึ่งทำให้อุณหภูมิน้ำมันเครื่อง อุณหภูมิไอเสีย อุณหภูมิ น้ำหล่อ เย็นออกจากเครื่องสูงขึ้นเล็กน้อย สำหรับอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นเข้าเครื่องมีการแกว่งของอุณหภูมิใน บางช่วงของการทดสอบ(มากถึง 15 องศาเซลเซียส) และในการทดสอบครั้งที่ 2 อุณหภูมิน้ำหล่อ เย็นสูงกว่าอีกสองครั้ง

## 5.1.2.2 แสดงผลอุณหภูมิเฉลี่ยเปรียบเทียบในแต่ละความเร็วคงที่

### 5.1.2.2.1 อุณหภูมิบรรยากาศห้องเครื่องใต้ฝากระโปรงรถเฉลี่ย

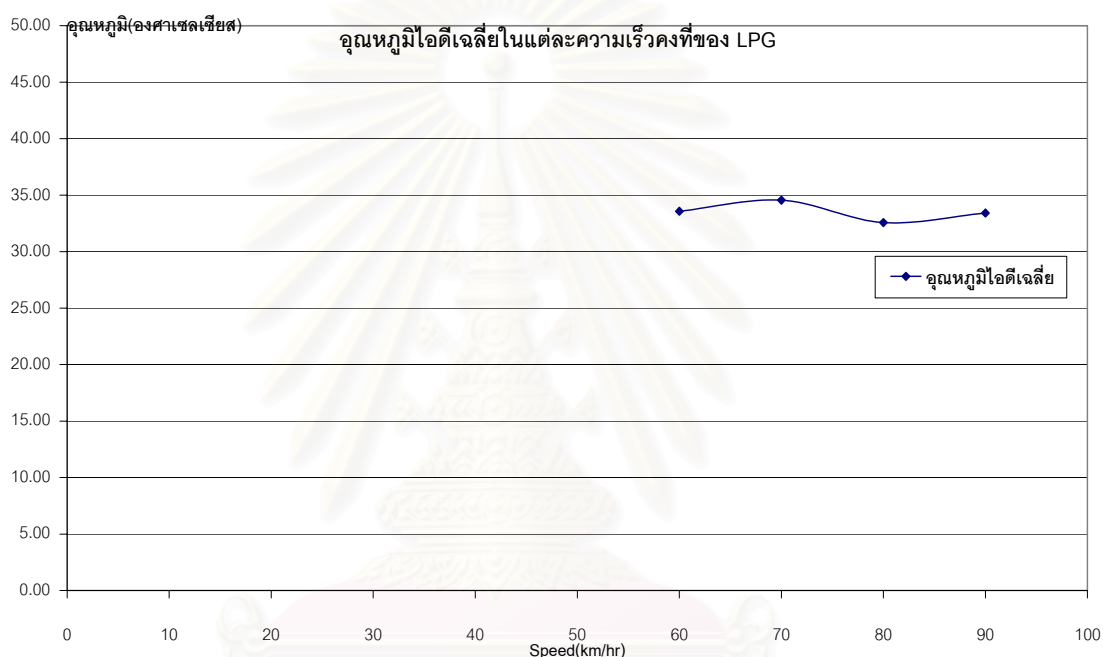
ในรูปที่ 5-57 แสดงอุณหภูมิบรรยากาศห้องเครื่องใต้ฝากระโปรงรถเฉลี่ยที่ได้จากการเฉลี่ยค่าอุณหภูมิที่ทำการบันทึกตลอดการทดสอบ โดยทำการเฉลี่ยจากการทดสอบ 3 ครั้งในแต่ละความเร็วคงที่ ซึ่งจะพิจารณาในช่วงที่รถมีความเร็วคงที่(ทำการตัดค่าในช่วงเริ่มต้นและในช่วงปลายของการทดสอบแต่ละครั้ง) พบว่าค่าอุณหภูมิที่ได้แสดงที่ความเร็ว 60, 70, 80 และ 90 km/hr



รูปที่ 5-57 แสดงกราฟอุณหภูมิบรรยากาศห้องเครื่องใต้ฝากระโปรงรถเฉลี่ยเปรียบเทียบในแต่ละความเร็วคงที่

### 5.1.2.2.2 คุณหมุมิไอดีเจ็ลี่ย

ในรูปที่ 5-58 แสดงคุณหมุมิไอดีเจ็ลี่ยที่ได้จากการเจ็ลี่ยค่าคุณหมุมิที่ทำการบันทึกตลอดการทดสอบ โดยทำการเจ็ลี่ยจากการทดสอบ 3 ครั้งในแต่ละความเร็วคงที่ ซึ่งจะพิจารณาในช่วงที่รถมีความเร็วคงที่(ทำการตัดค่าในช่วงเริ่มต้นและในช่วงปลายของการทดสอบแต่ละครั้ง) พบว่าค่าคุณหมุมิที่ได้แสดงที่ความเร็ว 60, 70, 80 และ 90 km/hr



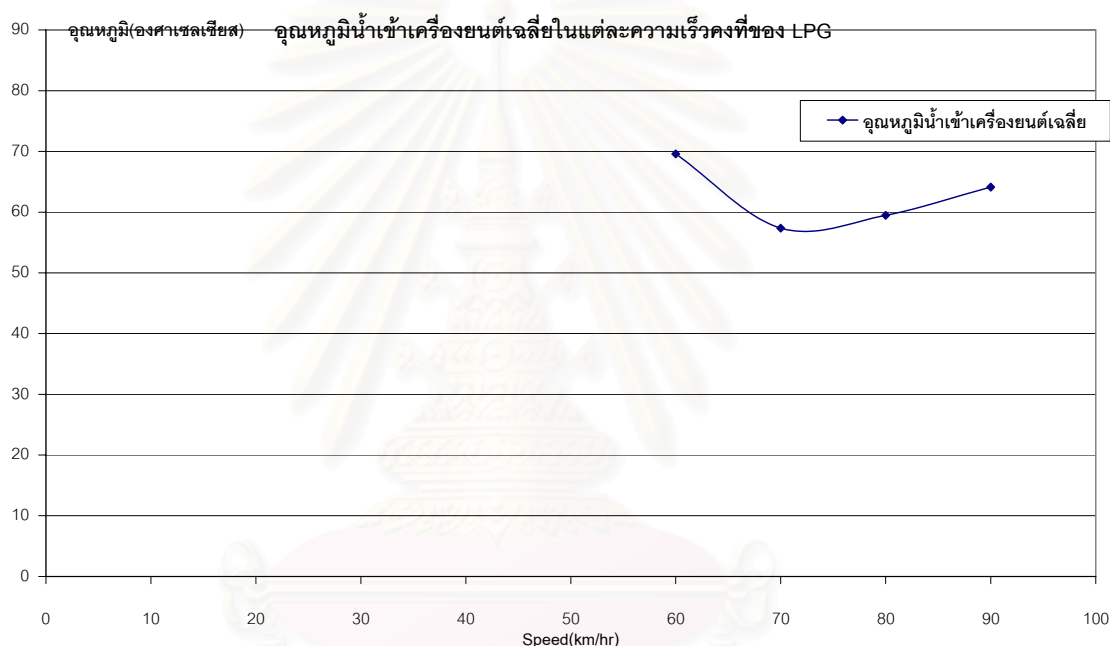
รูปที่ 5-58 แสดงกราฟคุณหมุมิไอดีเจ็ลี่ยเปรียบเทียบในแต่ละความเร็วคงที่

สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



### 5.1.2.2.3 คุณหมมิน้ำหล่อเย็นเข้าเครื่องยนต์เฉลี่ย

ในรูปที่ 5-59 แสดงคุณหมมิน้ำหล่อเย็นเข้าเครื่องยนต์เฉลี่ยที่ได้จากการเฉลี่ยค่าคุณหมมิน้ำที่ทำการบันทึกตลอดการทดสอบ โดยทำการเฉลี่ยจากการทดสอบ 3 ครั้งในแต่ละความเร็วคงที่ ซึ่งจะพิจารณาในช่วงที่รถมีความเร็วคงที่(ทำการตัดค่าในช่วงเริ่มต้นและในช่วงปลายของการทดสอบแต่ละครั้ง) พบว่าคุณหมมิน้ำที่ได้แสดงที่ความเร็ว 60, 70, 80 และ 90 km/hr

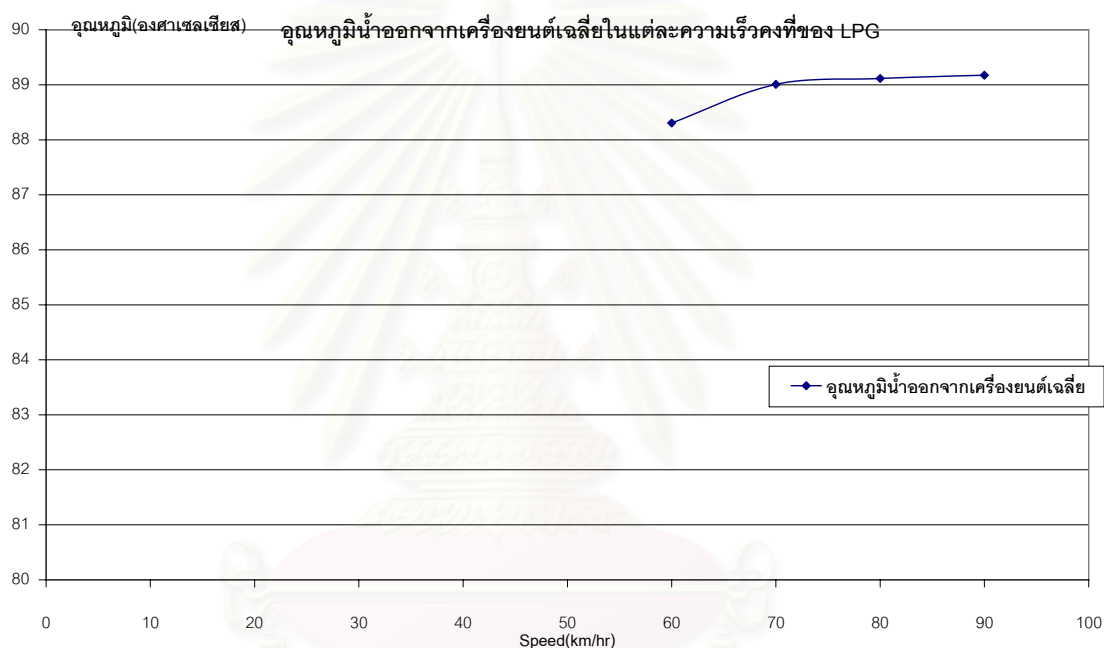


รูปที่ 5-59 แสดงกราฟคุณหมมิน้ำหล่อเย็นเข้าเครื่องยนต์เฉลี่ยเปรียบเทียบในแต่ละความเร็วคงที่

สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

#### 5.1.2.2.4 คุณหมมิน้ำหล่อเย็นออกจากเครื่องยนต์

ในรูปที่ 5-60 แสดงคุณหมมิน้ำหล่อเย็นออกจากเครื่องยนต์เฉลี่ยที่ได้จากการเฉลี่ยค่าคุณหมมิน้ำที่ทำการบันทึกตลอดการทดสอบ โดยทำการเฉลี่ยจากการทดสอบ 3 ครั้ง ในแต่ละความเร็วคงที่ ซึ่งจะพิจารณาในช่วงที่รถมีความเร็วคงที่(ทำการตัดค่าในช่วงเริ่มต้นและในช่วงปลายของการทดสอบแต่ละครั้ง) พบว่าค่าคุณหมมิน้ำที่ได้แสดงที่ความเร็ว 60, 70, 80 และ 90 km/hr

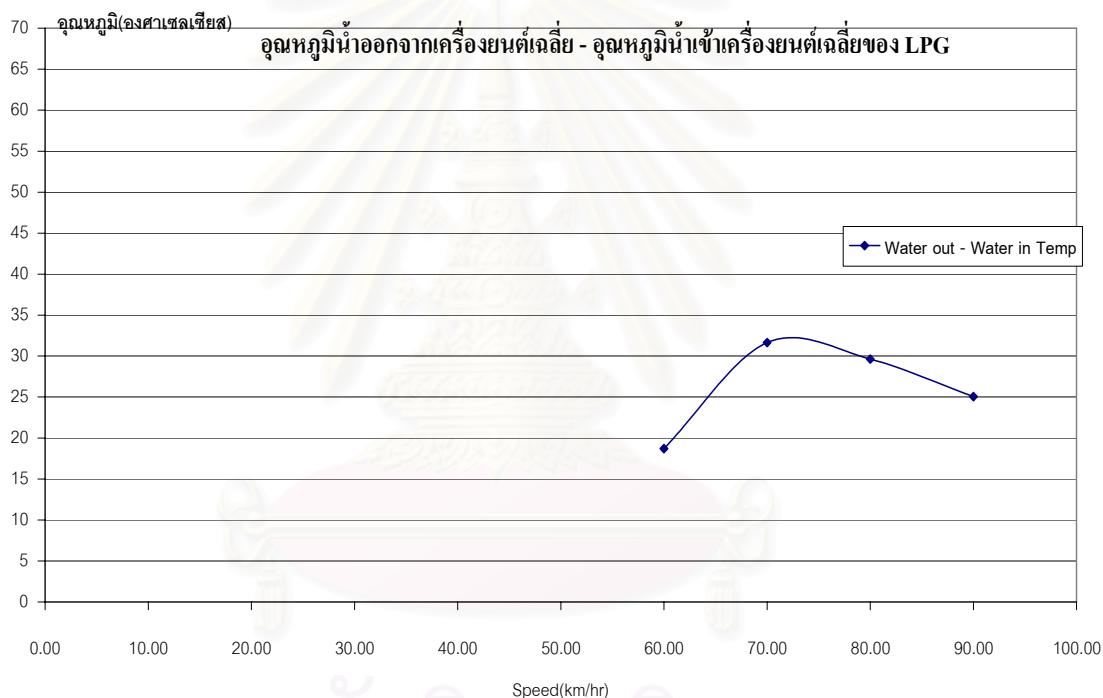


รูปที่ 5-60 แสดงกราฟคุณหมมิน้ำหล่อเย็นออกจากเครื่องยนต์เฉลี่ยเปรียบเทียบในแต่ละความเร็วคงที่

สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

### 5.1.1.2.5 อุณหภูมิแตกต่างระหว่างน้ำออกจากเครื่องยนต์เฉลี่ยกับน้ำหล่อเย็น เข้าเครื่องยนต์เฉลี่ย

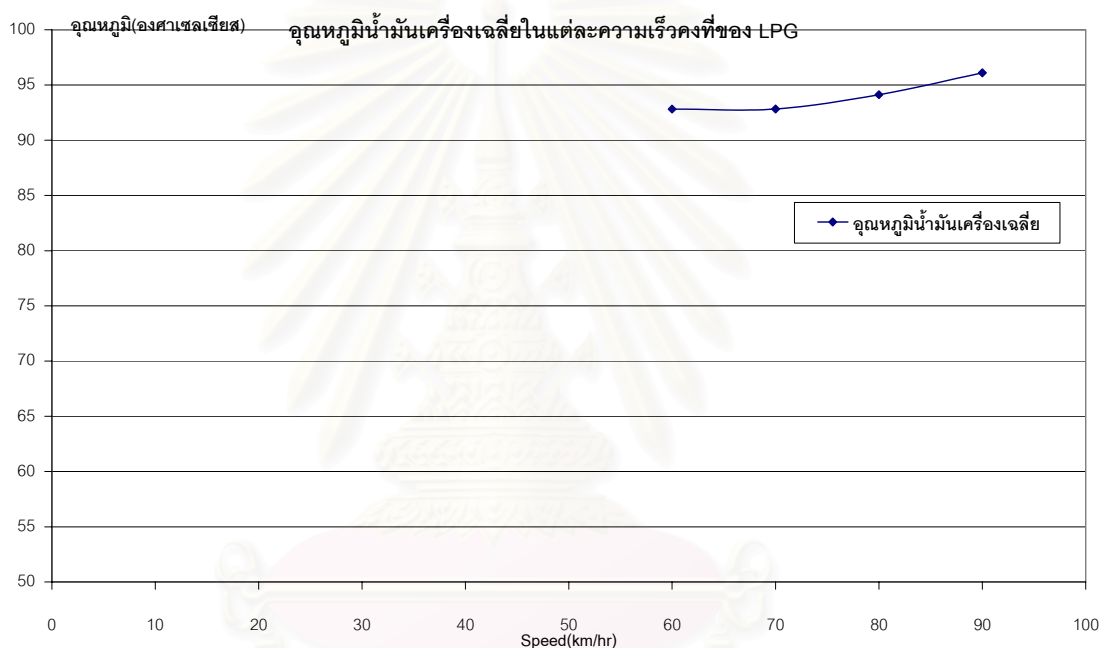
ในรูปที่ 5-61 แสดงอุณหภูมิแตกต่างระหว่างน้ำหล่อเย็นออกจากเครื่องยนต์เฉลี่ยกับน้ำหล่อเย็นเข้าเครื่องยนต์เฉลี่ยที่ได้จากการเฉลี่ยค่าอุณหภูมิที่ทำการบันทึกตลอดการทดสอบ โดยทำการเฉลี่ยจากการทดสอบ 3 ครั้งในแต่ละความเร็วคงที่ ซึ่งจะพิจารณาในช่วงที่รถมีความเร็วคงที่(ทำการตัดค่าในช่วงเริ่มต้นและในช่วงปลายของการทดสอบแต่ละครั้ง) พบว่าค่าอุณหภูมิที่ได้แสดงที่ความเร็ว 60, 70, 80 และ 90 km/hr



รูปที่ 5-61 แสดงกราฟอุณหภูมิแตกต่างระหว่างน้ำหล่อเย็นออกจากเครื่องยนต์เฉลี่ยกับน้ำหล่อเย็นเข้าเครื่องยนต์เฉลี่ย เปรียบเทียบในแต่ละความเร็วคงที่

### 5.1.2.2.1 คุณหมูน้ำมันเครื่องเจ็ลลี่

ในรูปที่ 5-62 แสดงคุณหมูน้ำมันเครื่องเจ็ลลี่ที่ได้จากการเจ็ลลี่ค่าคุณหมูนีที่ทำการบันทึกตลอดการทดสอบ โดยทำการเจ็ลลี่จากการทดสอบ 3 ครั้งในแต่ละความเร็วคงที่ ซึ่งจะพิจารณาในช่วงที่รถมีความเร็วคงที่(ทำการตัดค่าในช่วงเริ่มต้นและในช่วงปลายของการทดสอบแต่ละครั้ง) พบว่าค่าคุณหมูนีที่ได้แสดงที่ความเร็ว 60, 70, 80 และ 90 km/hr

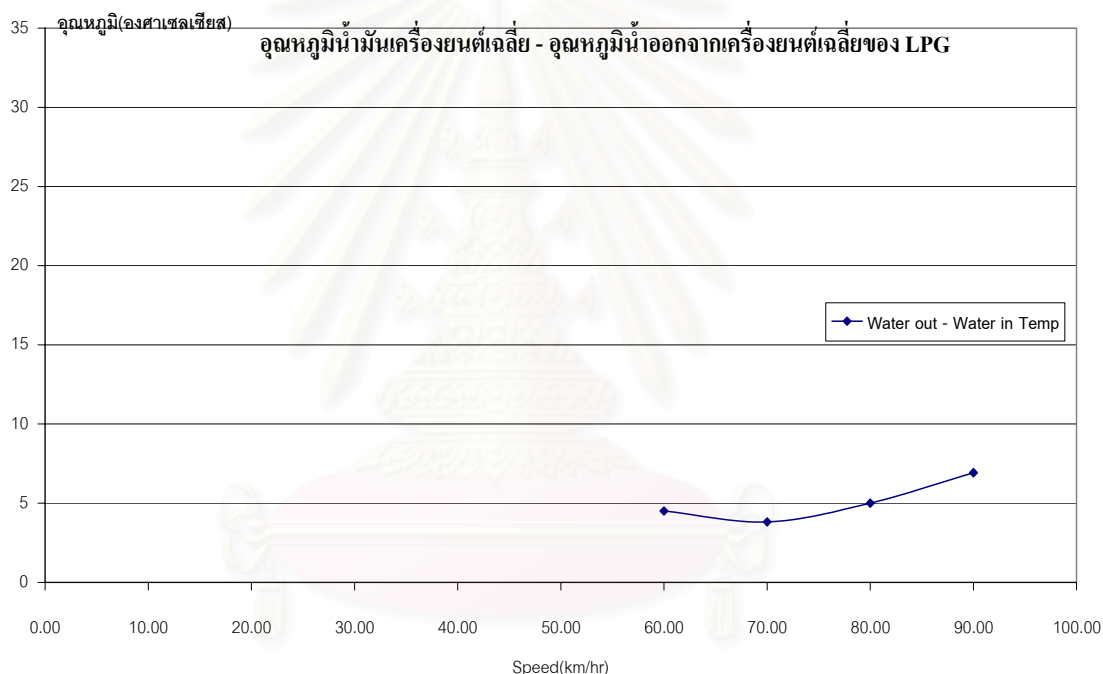


รูปที่ 5-62 แสดงกราฟคุณหมูน้ำมันเครื่องเจ็ลลี่เปรียบเทียบในแต่ละความเร็วคงที่

สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

### 5.1.1.2.7 อุณหภูมิแตกต่างระหว่างน้ำมันเครื่องยนต์เฉลี่ยกับน้ำหล่อเย็นออกจากเครื่องยนต์เฉลี่ย

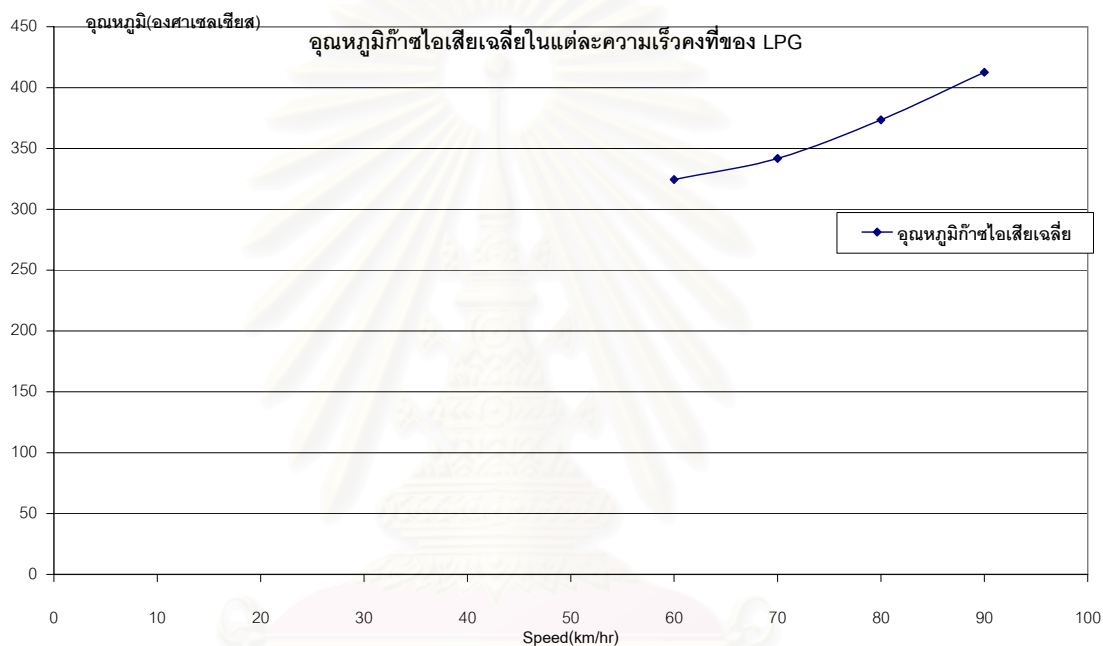
ในรูปที่ 5-63 แสดงอุณหภูมิแตกต่างระหว่างน้ำมันเครื่องยนต์เฉลี่ยกับน้ำหล่อเย็นออกจากเครื่องยนต์เฉลี่ยที่ได้จากการเฉลี่ยค่าอุณหภูมิที่ทำการบันทึกตลอดการทดสอบ โดยทำการเฉลี่ยจากการทดสอบ 3 ครั้งในแต่ละความเร็วคงที่ ซึ่งจะพิจารณาในช่วงที่รถมีความเร็วคงที่(ทำการตัดค่าในช่วงเริ่มต้นและในช่วงปลายของการทดสอบแต่ละครั้ง) พบว่าค่าอุณหภูมิที่ได้แสดงที่ความเร็ว 60, 70, 80 และ 90 km/hr



รูปที่ 5-63 แสดงกราฟอุณหภูมิแตกต่างระหว่างน้ำมันเครื่องยนต์เฉลี่ยกับน้ำหล่อเย็นออกจากเครื่องยนต์เฉลี่ย เปรียบเทียบในแต่ละความเร็วคงที่

### 5.1.2.2.1 คุณหมุมิไอเสีย

ในรูปที่ 5-64 แสดงคุณหมุมิไอเสียเฉลี่ยที่ได้จากการเฉลี่ยค่าคุณหมุมิที่ทำการบินที่ทดสอบ โดยทำการเฉลี่ยจากการทดสอบ 3 ครั้งในแต่ละความเร็วคงที่ ซึ่งจะพิจารณาในช่วงที่รถมีความเร็วคงที่(ทำการตัดค่าในช่วงเริ่มต้นและในช่วงปลายของการทดสอบแต่ละครั้ง) พบว่าค่าคุณหมุมิที่ได้แสดงที่ความเร็ว 60, 70, 80 และ 90 km/hr



รูปที่ 5-64 แสดงกราฟคุณหมุมิไอเสียเฉลี่ยเปรียบเทียบในแต่ละความเร็วคงที่

ตารางที่ 5-3 แสดงผลค่าเฉลี่ยของอุณหภูมิตัวแปรการทำงานของการขับเคลื่อนที่เร็วขึ้น เมื่อใช้เชื้อเพลิง ก๊าซหุงต้มที่ความเร็วคงที่

	ความเร็ว คงที่ 60 km/hr	ความเร็ว คงที่ 70 km/hr	ความเร็ว คงที่ 80 km/hr	ความเร็ว คงที่ 90 km/hr
อุณหภูมิบรรยากาศห้องเครื่องใต้ ฝากระโปรงรถเฉลี่ย °C	28.72	28.92	28.34	28.88
อุณหภูมิไอดีเฉลี่ย °C	33.57	34.56	32.57	33.42
อุณหภูมิ น้ำหล่อเย็น เข้า เครื่องยนต์เฉลี่ย °C	69.59	57.36	59.48	64.12
อุณหภูมิ น้ำหล่อเย็นออกจาก เครื่องยนต์เฉลี่ย °C	88.31	89.01	89.12	89.17
อุณหภูมิแตกต่างระหว่างน้ำออก จากเครื่องยนต์เฉลี่ยกับน้ำหล่อ เย็นเข้าเครื่องยนต์เฉลี่ย °C	18.72	31.65	29.63	25.06
อุณหภูมิ น้ำมันเครื่องเฉลี่ย °C	92.82	92.83	94.13	96.10
อุณหภูมิแตกต่างระหว่างน้ำมัน เครื่องยนต์เฉลี่ยกับน้ำหล่อเย็น ออกจากเครื่องยนต์เฉลี่ย °C	4.51	3.82	5.01	6.93
อุณหภูมิไอเสียเฉลี่ย °C	324.46	341.79	373.52	412.61

ในรูปที่ 5-57 ถึง รูปที่ 5-64 แสดงผลการเปรียบเทียบอุณหภูมิเฉลี่ยในแต่ละความเร็วคงที่ เมื่อใช้เชื้อเพลิงก๊าซหุงต้ม โดยพบว่าอุณหภูมิ น้ำหล่อเย็นเข้าเครื่องยนต์ (ที่ออกจากหม้อน้ำ) เฉลี่ย เมื่อมีการเพิ่มความเร็วรถจะทำให้อุณหภูมิลดลงในช่วงแรก (จากความเร็ว 60 ไปยัง 70 กิโลเมตร/ ชั่วโมง) หลังจากนั้นเมื่อความเร็วเพิ่มขึ้นอุณหภูมิจะเพิ่มขึ้นตาม ส่วนอุณหภูมิ น้ำออกจาก เครื่องยนต์ (ที่เข้าหม้อน้ำ) เฉลี่ย เมื่อมีการเพิ่มความเร็วรถทำให้อุณหภูมิเฉลี่ยเพิ่มขึ้นโดยใน

ช่วงแรกเพิ่มขึ้นประมาณ 0.7 องศาเซลเซียสและในช่วงหลังมีการเพิ่มอุณหภูมิเพียงเล็กน้อย ซึ่งเมื่อเทียบกันจะพบว่าภาระบายความร้อนของหม้อน้ำจะมากที่สุดที่ความเร็ว 70 กิโลเมตร/ชั่วโมง และลดลงเมื่อความเร็วเพิ่มขึ้น สำหรับอุณหภูมิบรรยากาศมีค่าใกล้เคียงกันทุกความเร็วคงที่ (ต่างกันไม่เกิน  $\pm 0.5$  องศาเซลเซียส) ทำให้สามารถพิจารณาได้ว่าอุณหภูมิไอเสียเฉลี่ยและอุณหภูมิน้ำมันเครื่องเฉลี่ยขึ้นกับความเร็วคงที่โดยจะเพิ่มขึ้นตามความเร็ว แต่ที่ความเร็วคงที่ 70 กิโลเมตร/ชั่วโมง อุณหภูมิน้ำมันเครื่องเฉลี่ยจะเพิ่มขึ้นน้อยมาก จากความเร็วคงที่ 60 กิโลเมตร/ชั่วโมง ซึ่งเกิดจากที่ความเร็ว 70 km/hr มีการระบายความร้อนผ่านระบบน้ำหล่อเย็นได้ดี

### 5.1.2.3 แสดงผลอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง

ตารางที่ 5-4 แสดงผลอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงการใช้พลังงานต่อระยะทางของก๊าชุงต้ม

ที่ความเร็วคงที่ 60, 70, 80, 90 กิโลเมตร/ชั่วโมง

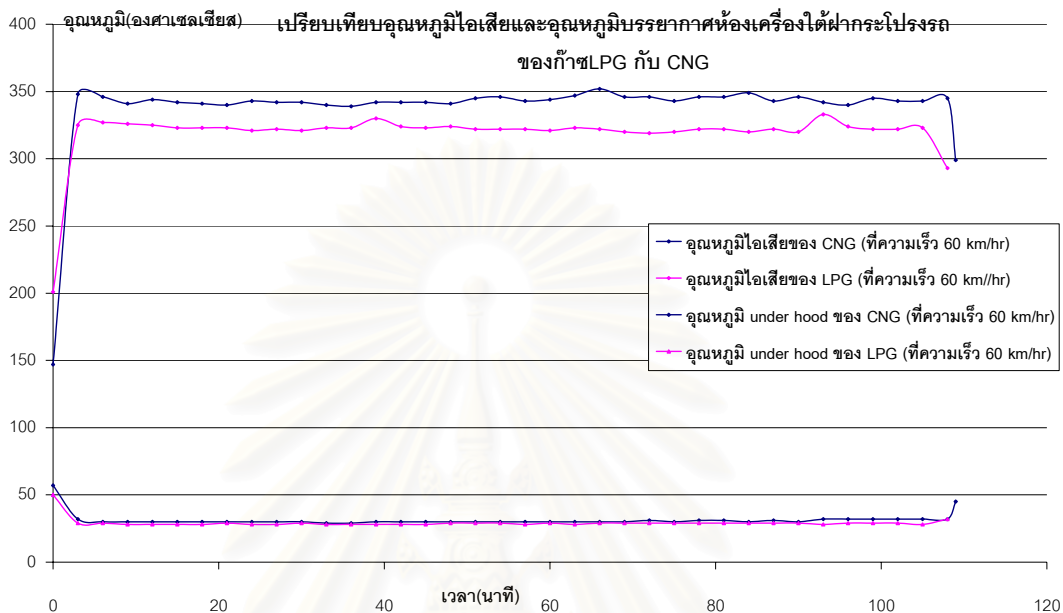
ความเร็วรถยนต์คงที่ km/hr	อัตราการสิ้นเปลือง เชื้อเพลิง (l/100km)	การใช้พลังงานต่อระยะทาง (MJ/km)
60	6.46	1.511
70	6.64	1.555
80	6.86	1.606
90	7.69	1.800

ในส่วนของผลอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง เมื่อใช้เชื้อเพลิงก๊าชุงต้มในรถยนต์ พบว่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจะเพิ่มขึ้นเมื่อขับขี่ด้วยความเร็วคงที่ที่เพิ่มขึ้น เป็นผลให้เชื้อเพลิง 1 กิโลกรัมสามารถวิ่งได้ระยะทางน้อยลง และถ้าพิจารณาที่การใช้พลังงานต่อระยะทางจะพบว่าภาระขับเคลื่อนที่ความเร็ว 90 km/hr จะมีการใช้พลังงานมากกว่าการขับเคลื่อนที่ความเร็ว 80 km/hr มากถึงประมาณ 0.2 MJ/km ในขณะที่เทียบระหว่างความเร็ว 60 km/hr ไป 70 km/hr และ 70 km/hr กับ 80 km/hr พบว่ามีการใช้พลังงานต่อระยะทางแตกต่างกันไม่ถึง 0.1 MJ/km ดังนั้นถ้าทำการพิจารณาที่ความเร็วคงที่ 4 ค่านี้จะพบว่า การขับเคลื่อนที่ความเร็ว 60, 70 และ 80 km/hr มีผลต่อการใช้พลังงานไม่แตกต่างกัน ในขณะที่เพิ่มความเร็วเป็น 90 km/hr กลับพบว่ามีผลทำให้ใช้พลังงานต่อระยะทางแตกต่างกันมากขึ้น

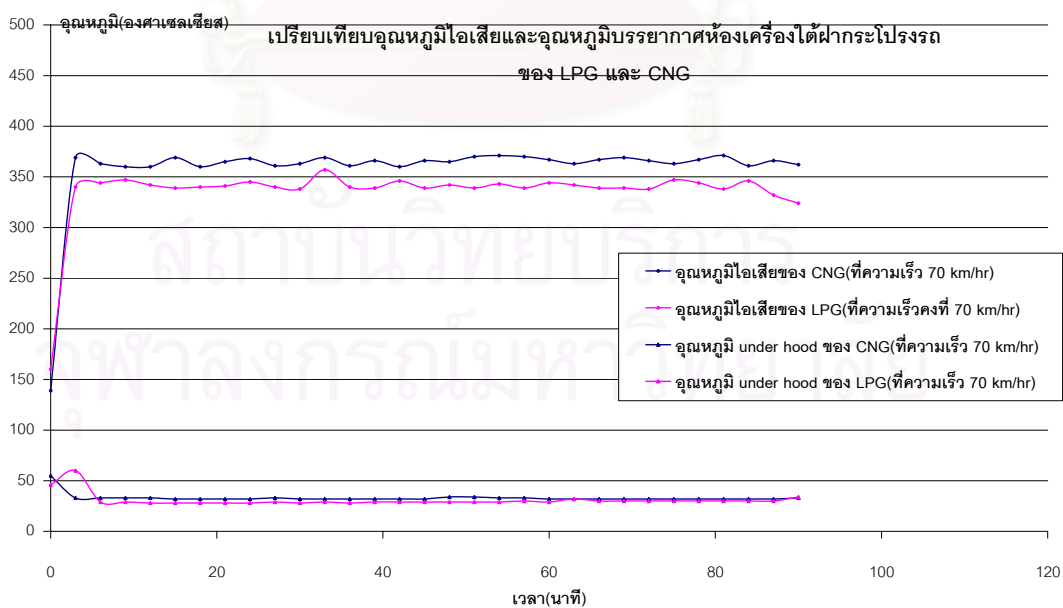


### 5.1.3 เปรียบเทียบผลการทดสอบของก๊าซธรรมชาติและก๊าซหุงต้ม

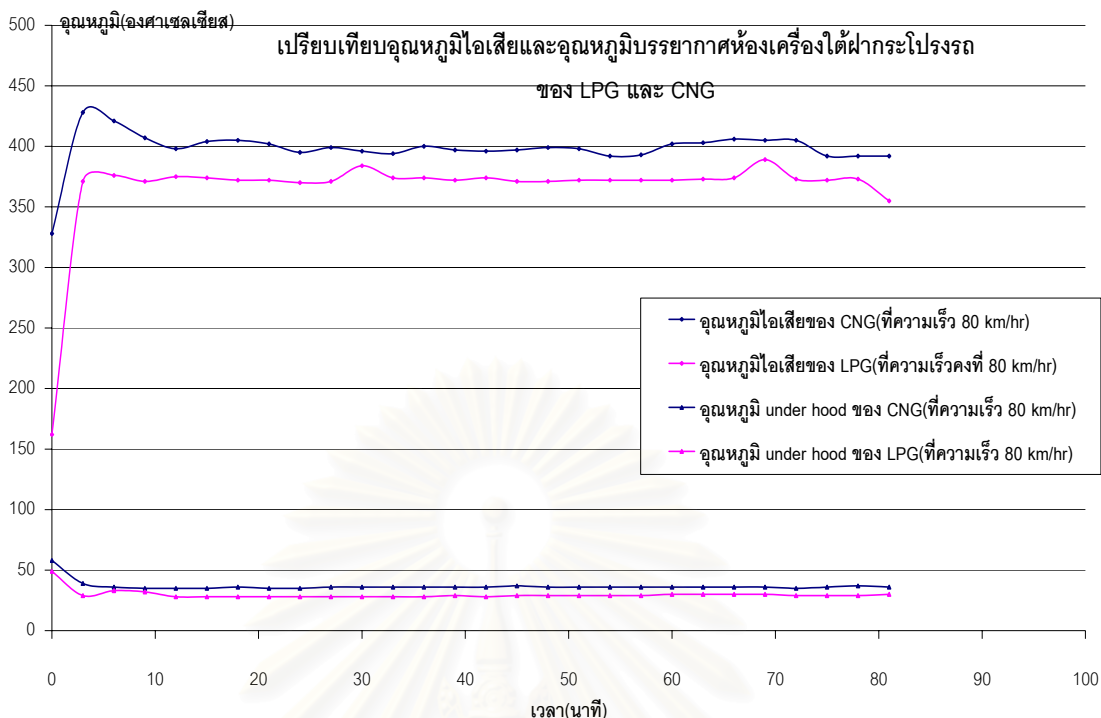
#### 5.1.3.1 เปรียบเทียบผลอุณหภูมิไอเสียและอุณหภูมิบรรยากาศห้องเครื่องใต้ฝากระโปรงรถ



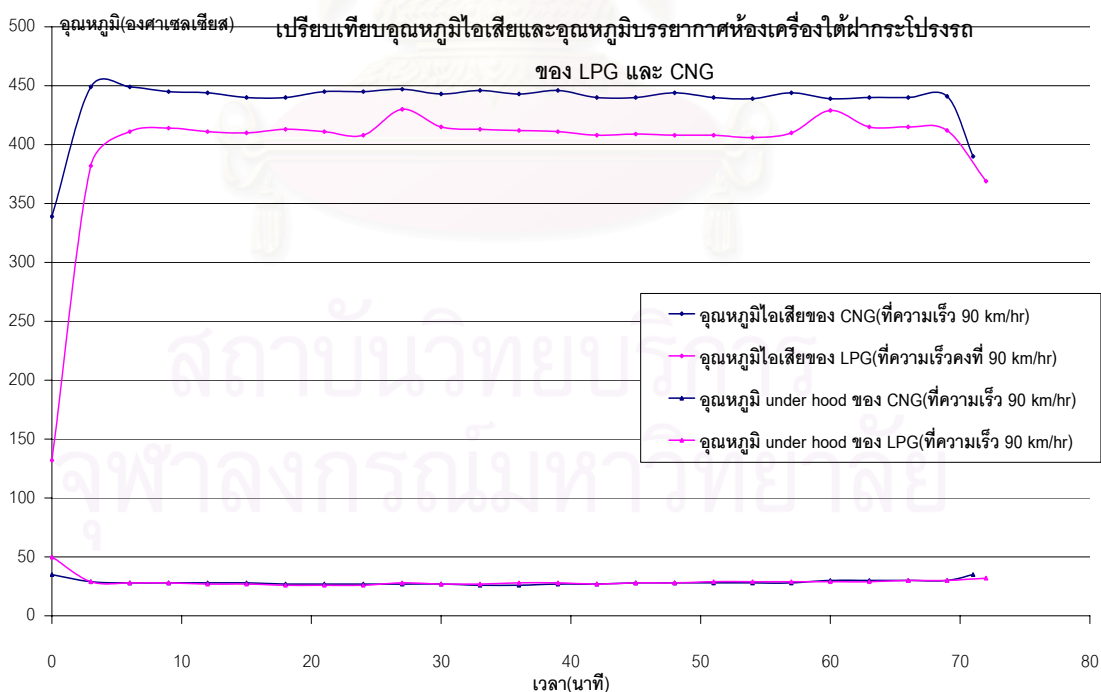
รูปที่ 5-65 แสดงกราฟอุณหภูมิไอเสียและอุณหภูมิบรรยากาศห้องเครื่องใต้ฝากระโปรงรถ เปรียบเทียบระหว่าง LPG กับCNG ที่ความเร็วคงที่ 60 กิโลเมตร/ชั่วโมง



รูปที่ 5-66 แสดงกราฟอุณหภูมิไอเสียและอุณหภูมิบรรยากาศห้องเครื่องใต้ฝากระโปรงรถ เปรียบเทียบระหว่าง LPG กับCNG ที่ความเร็วคงที่ 70 กิโลเมตร/ชั่วโมง



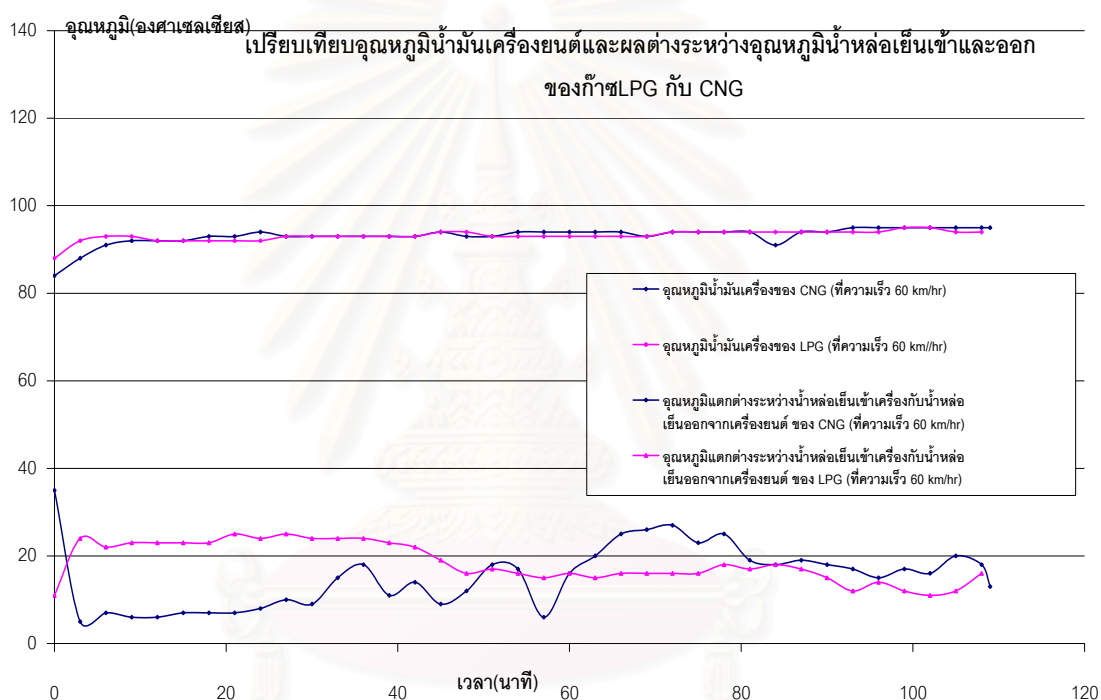
รูปที่ 5-67 แสดงกราฟอุณหภูมิไอเสียและอุณหภูมิบรรยากาศห้องเครื่องใต้ฝากระโปรงรถ เปรียบเทียบระหว่าง LPG กับCNG ที่ความเร็วคงที่ 80 กิโลเมตร/ชั่วโมง



รูปที่ 5-68 แสดงกราฟอุณหภูมิไอเสียและอุณหภูมิบรรยากาศห้องเครื่องใต้ฝากระโปรงรถ เปรียบเทียบระหว่าง LPG กับCNG ที่ความเร็วคงที่ 90 กิโลเมตร/ชั่วโมง

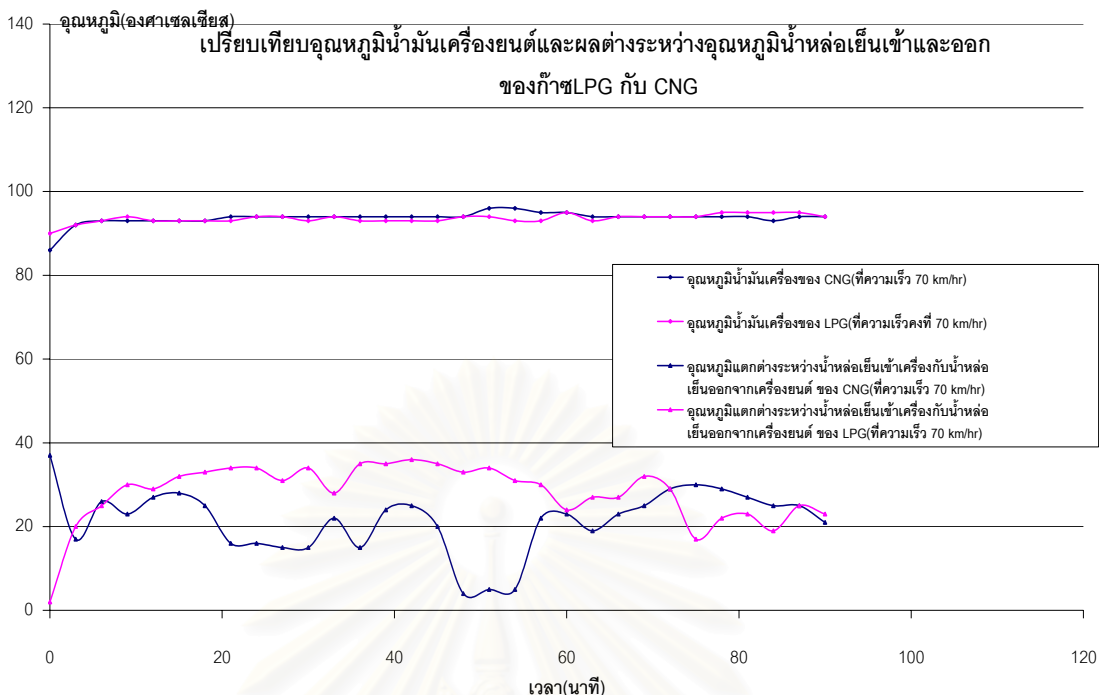
จากรูปที่ 5-65 ถึง รูปที่ 5-68 แสดงกราฟอุณหภูมิไอเสียและอุณหภูมิบรรยากาศเปรียบเทียบระหว่าง LPG กับ CNG ที่ความเร็วคงที่ต่างๆ พบว่ามีแนวโน้มของค่าเหมือนกันทุกความเร็วคงที่ โดยเมื่ออุณหภูมิบรรยากาศในการทดสอบของ LPG ไกล่เคียงหรือมากกว่าเพียงเล็กน้อยกับของ CNG จะทำให้อุณหภูมิไอเสียของ CNG สูงกว่าของ LPG

### 5.1.3.2 เปรียบเทียบผลอุณหภูมิน้ำมันเครื่องยนต์กับผลต่างระหว่างอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นเข้าและออกจากเครื่องยนต์

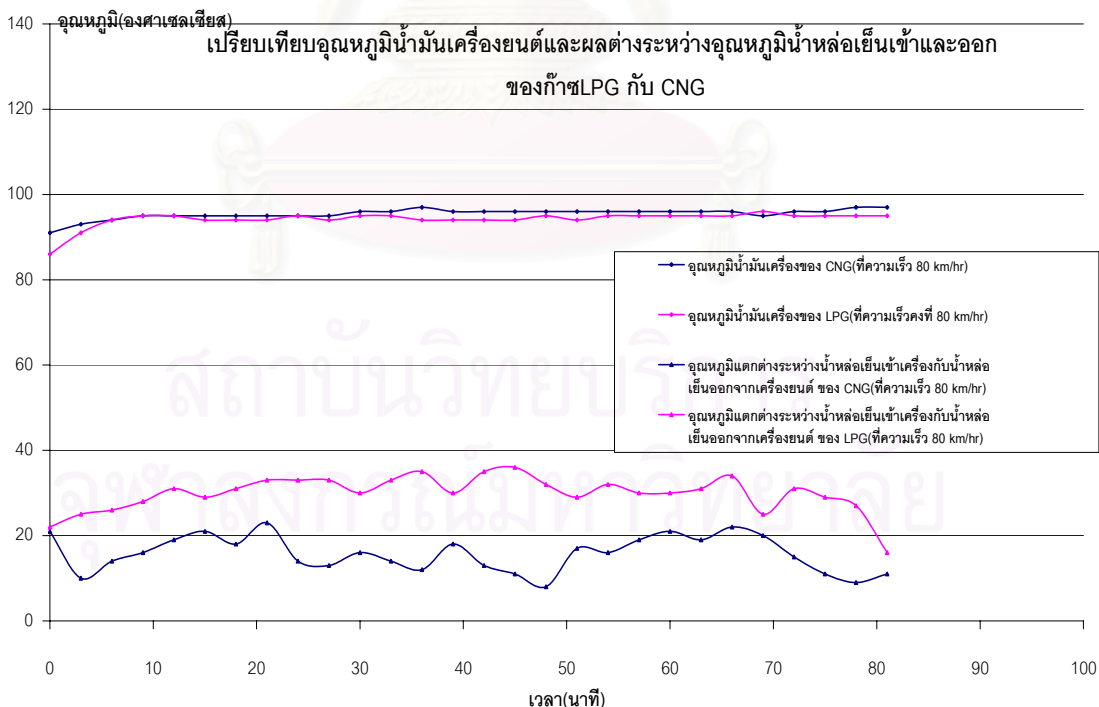


รูปที่ 5-69 แสดงกราฟอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นและผลต่างระหว่างอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นเข้าและออกจากเครื่องยนต์ เปรียบเทียบระหว่าง LPG กับ CNG ที่ความเร็วคงที่ 60 กิโลเมตร/ชั่วโมง

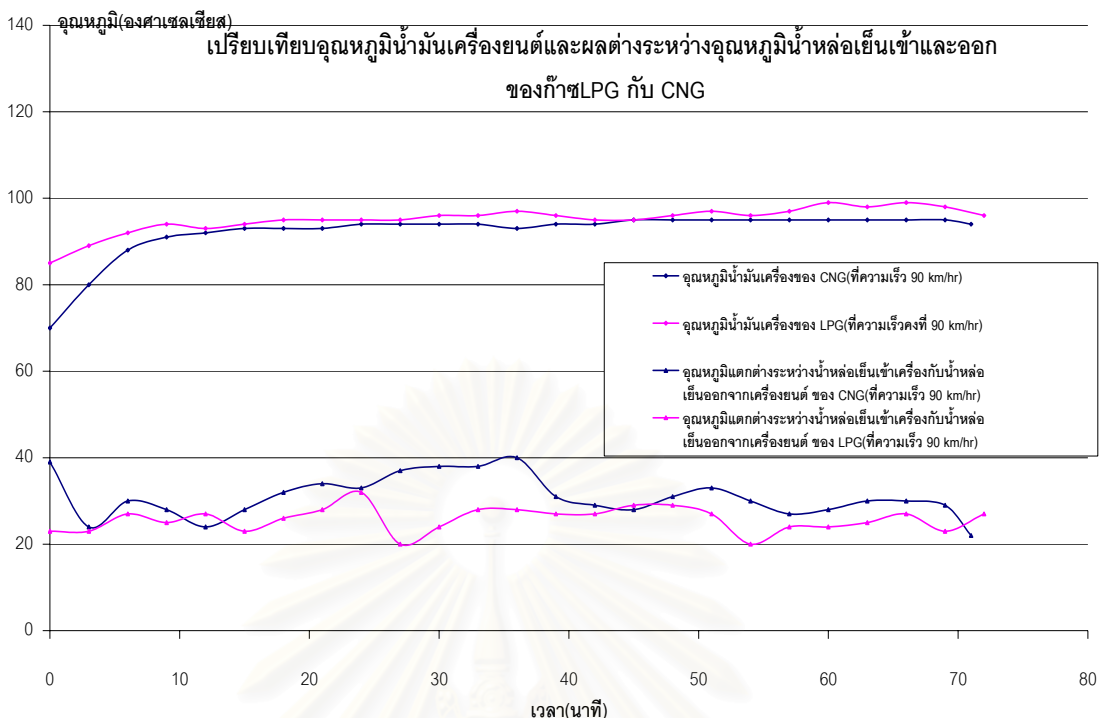
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 5-70 แสดงกราฟอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นและผลต่างระหว่างอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นเข้าและออก จากเครื่องยนต์ เปรียบเทียบระหว่าง LPG กับCNG ที่ความเร็วคงที่ 70 กิโลเมตร/ชั่วโมง



รูปที่ 5-71 แสดงกราฟอุณหภูมิน้ำมันหล่อลื่นและผลต่างระหว่างอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นเข้าและออก จากเครื่องยนต์ เปรียบเทียบระหว่าง LPG กับCNG ที่ความเร็วคงที่ 80 กิโลเมตร/ชั่วโมง



รูปที่ 5-72 แสดงกราฟอุณหภูมิน้ำมันหล่อเย็นและผลต่างระหว่างอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นเข้าและออก จากเครื่องยนต์ เปรียบเทียบระหว่าง LPG กับCNG ที่ความเร็วคงที่ 90 กิโลเมตร/ชั่วโมง

จากรูปที่ 5-69 ถึงรูปที่ 5-72 แสดงอุณหภูมิน้ำมันหล่อเย็นกับผลต่างระหว่างอุณหภูมิ น้ำหล่อเย็นเข้าและออกจากเครื่องยนต์ เปรียบเทียบระหว่าง LPG กับCNG ที่ความเร็วคงที่ต่างๆ พบว่ามีแนวโน้มของค่าเหมือนกันทุกความเร็วคงที่ โดยเมื่อผลต่างระหว่างอุณหภูมิ น้ำหล่อเย็นเข้าและออกจากเครื่องยนต์สูง จะทำให้อุณหภูมิของน้ำมันเครื่องยนต์ต่ำลง ซึ่งสังเกตได้จากกราฟ เช่น ความเร็วคงที่ 90 km/hr ผลต่างระหว่างอุณหภูมิ น้ำหล่อเย็นเข้าและออกจากเครื่องยนต์ของ CNG สูงกว่าของ LPG ตลอดจนการทดสอบ ทำให้อุณหภูมิ น้ำมันเครื่องของ CNG ต่ำกว่าของ LPG ตลอดจนการทดสอบ

### 5.1.3.3 เปรียบเทียบผลการใช้พลังงานต่อระยะทางของก๊าซธรรมชาติและ ก๊าซหุงต้ม

ตารางที่ 5-5 แสดงผลเปรียบเทียบการใช้พลังงานต่อระยะทางของก๊าซธรรมชาติกับก๊าซหุงต้ม  
ที่ความเร็วคงที่ 60, 70, 80, 90 กิโลเมตร/ชั่วโมง

ความเร็วรถยนต์คงที่ (km/hr)	การใช้พลังงานต่อระยะทาง ของก๊าซธรรมชาติ (MJ/km)	การใช้พลังงานต่อระยะทาง ของก๊าซหุงต้ม (MJ/km)	เปอร์เซ็นต์ความแตกต่าง (%)
60	1.518	1.511	0.48
70	1.621	1.555	4.24
80	1.652	1.606	2.89
90	2.090	1.800	16.10

จากตารางที่ 5-5 แสดงผลเปรียบเทียบการใช้พลังงานต่อระยะทางและเปอร์เซ็นต์ความแตกต่างระหว่างก๊าซธรรมชาติกับก๊าซหุงต้ม พบว่าก๊าซธรรมชาติมีการใช้พลังงานต่อระยะทางมากกว่าก๊าซหุงต้มทุกความเร็วคงที่ เมื่อพิจารณาในแต่ละความเร็วโดยดูที่เปอร์เซ็นต์ความแตกต่างจะทำให้ทราบว่าเมื่อความเร็วคงที่เพิ่มขึ้นการใช้พลังงานต่อระยะทางของทั้งก๊าซธรรมชาติและก๊าซหุงต้มมีความแตกต่างกันมากขึ้น โดยเฉพาะที่ความเร็วคงที่ 90 km/hr การใช้พลังงานต่อระยะทางของก๊าซธรรมชาติมากกว่าก๊าซหุงต้มถึง 16.10% เมื่อเทียบกับที่ความเร็วคงที่ 60 km/hr มีความแตกต่างกัน 0.48% สำหรับการที่ก๊าซธรรมชาติใช้พลังงานมากกว่าก๊าซหุงต้ม เป็นเพราะก๊าซธรรมชาติที่ใช้ในปัจจุบันมีค่าความร้อนต่ำและมีส่นประกอบจำพวก CO<sub>2</sub> มาก ซึ่งค่าความจุความร้อนของ CO<sub>2</sub> มีผลต่อความดันอุณหภูมิภายในห้องเผาไหม้เป็นผลให้งานที่ได้มีค่าลดลง

## 5.2 ผลการทดสอบของรถยนต์บนแท่นทดสอบ Chassis Dynamometer

ในการทดสอบบนแท่น Chassis Dynamometer โดยการขับขี่ตามรูปแบบ Bangkok Driving Mode ได้แบ่งการขับขี่ออกเป็น 6 กลุ่มลักษณะการขับขี่(cycle) ดังแสดงในรูปที่ 4-46 ถึง รูปที่ 4-51 ซึ่งความเร็วเฉลี่ยของทั้ง 6 กลุ่มลักษณะการขับขี่(cycle) มีค่าที่แตกต่างกัน มีค่าความเร็วเฉลี่ยดังนี้ 7.4, 14.6, 23.4, 33.2, 42.9, 73.9 กิโลเมตร/ชั่วโมง ตามลำดับ โดยการทดสอบจะทำการทดสอบสองครั้งโดยมีการเปลี่ยนก๊าซอ้างอิงของเครื่องวิเคราะห์มลพิษไอเสีย ซึ่งการทดสอบครั้งที่ 1 จะเป็นการทดสอบที่ใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า ส่วนการทดสอบครั้งที่ 2 จะเป็นการทดสอบที่ใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่ ซึ่งมีความแตกต่างกันที่ก๊าซอ้างอิงเก่าจะมีอายุในการเก็บหลังเปิดใช้นานกว่าก๊าซอ้างอิงใหม่ที่เริ่มเปิดใช้เป็นครั้งแรก โดยอายุการใช้หลังเปิดใช้ของก๊าซอ้างอิงก็เป็นปัจจัยหนึ่งที่ทำให้เกิดความแตกต่างในผลการทดสอบ ส่วนปัจจัยที่สอง คือ คุณหมุมิการทำงาน ของเครื่องยนต์ อาทิ คุณหมุมิบรรยากาศ คุณหมุมิไอดี คุณหมุมิน้ำมันเครื่อง คุณหมุมิน้ำหล่อเย็น (แสดงในภาคผนวก ง) ที่แตกต่างกันในการทดสอบ สำหรับผลที่ได้จากการทดสอบแบ่งออกเป็น 2 ส่วน คือ ผลอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงและผลมลพิษที่เกิดจากการขับขี่

### 5.2.1 ผลอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง

#### 5.2.1.1 ผลจากเชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติ

ในตารางที่ 5-6 ถึง ตารางที่ 5-7 แสดงผลอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงและการใช้พลังงานต่อระยะทางของแต่ละกลุ่มลักษณะการขับขี่ ในการทดสอบทั้งสองครั้ง โดยผลอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงได้มาจากเครื่องวิเคราะห์ที่ทำการคำนวณปริมาณคาร์บอนบาลานซ์จากก๊าซไอเสียที่ปล่อยออกมาในแต่ละกลุ่มลักษณะการขับขี่ที่ถูกเก็บอยู่ในถุงเก็บตัวอย่างไอเสีย สำหรับค่าการใช้พลังงานต่อระยะทางได้มาจากค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง โดยเปลี่ยนปริมาณเชื้อเพลิงที่ใช้ให้อยู่ในรูปของพลังงานที่ใช้ (คิดจากค่าความร้อนของเชื้อเพลิง)

##### 5.2.1.1.1 ผลที่ได้จากการทดสอบครั้งที่ 1

จากการทดสอบครั้งที่ 1 โดยใช้เชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติในการทดสอบ แสดงในตารางที่ 5-6 พบว่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงขึ้นอยู่กับลักษณะการขับขี่ (แบ่งออก 6 กลุ่มลักษณะการขับขี่) ทำให้ค่าการใช้พลังงานต่อระยะทางจึงขึ้นอยู่กับลักษณะการขับขี่ด้วย เพราะว่าค่าการใช้พลังงานต่อระยะทางหาจากอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง ซึ่งค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงแสดงในหน่วย l/100km บ่งบอกถึงปริมาณเชื้อเพลิงที่ต้องใช้ในการขับขี่ 100 กิโลเมตร ส่วนค่าการใช้พลังงานต่อระยะทางจะแสดงในหน่วย MJ/km

ตารางที่ 5-6 แสดงผลอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงและการใช้พลังงานต่อระยะทางของ

ก๊าซธรรมชาติในแต่ละกลุ่มลักษณะการขับขี่ โดยทดสอบครั้งที่ 1

กลุ่มลักษณะการขับขี่ ที่ (Cycle)	อัตราการสิ้นเปลือง เชื้อเพลิง (l/100km)	การใช้พลังงานต่อระยะทาง (MJ/km)
1	14.93	3.41
2	10.26	2.35
3	8.16	1.87
4	7.48	1.71
5	7.38	1.69
6	5.20	1.19

#### 5.2.1.1.2 ผลที่ได้จากการทดสอบครั้งที่ 2

จากการทดสอบครั้งที่ 2 โดยใช้เชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติในการทดสอบ แสดงในตารางที่ 5-7 พบว่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงขึ้นอยู่กับลักษณะการขับขี่ (แบ่งออก 6 กลุ่มลักษณะการขับขี่) ทำให้ค่าการใช้พลังงานต่อระยะทางจึงขึ้นอยู่กับลักษณะการขับขี่ด้วย เพราะว่าค่าการใช้พลังงานต่อระยะทางหาจากอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง ซึ่งค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงแสดงในหน่วย l/100km บ่งบอกถึงปริมาณเชื้อเพลิงที่ต้องใช้ในการขับขี่ 100 กิโลเมตร ส่วนค่าการใช้พลังงานต่อระยะทางจะแสดงในหน่วย MJ/km

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



ตารางที่ 5-7 แสดงผลอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงและการใช้พลังงานต่อระยะทางของ

ก๊าซธรรมชาติในแต่ละกลุ่มลักษณะการขับขี่ โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่ทดสอบครั้งที่ 2

กลุ่มลักษณะการ ขับขี่ (Cycle)	อัตราการสิ้นเปลือง เชื้อเพลิง (l/100km)	การใช้พลังงานต่อระยะทาง (MJ/km)
1	14.07	3.22
2	9.82	2.25
3	8.00	1.83
4	7.40	1.69
5	7.00	1.60
6	5.05	1.15

#### 5.2.1.2 ผลจากเชื้อเพลิงก๊าซหุงต้ม

ในตารางที่ 5-8 ถึง ตารางที่ 5-9 แสดงผลอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงและการใช้พลังงานต่อระยะทางของแต่ละกลุ่มลักษณะการขับขี่ ในการทดสอบทั้งสองครั้ง โดยผลอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงได้มาจากเครื่องวิเคราะห์ที่ทำการคำนวณปริมาณคาร์บอนบาลานซ์จากก๊าซไอเสียที่ปล่อยออกมาในแต่ละกลุ่มลักษณะการขับขี่ที่ถูกเก็บอยู่ในถุงเก็บตัวอย่างไอเสีย สำหรับค่าการใช้พลังงานต่อระยะทางได้มาจากค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง โดยเปลี่ยนปริมาณเชื้อเพลิงที่ใช้ให้อยู่ในรูปของพลังงานที่ใช้ (คิดจากค่าความร้อนของเชื้อเพลิง)

##### 5.2.1.2.1 ผลที่ได้จากการทดสอบครั้งที่ 1

จากการทดสอบครั้งที่ 1 โดยใช้เชื้อเพลิงก๊าซหุงต้มในการทดสอบ แสดงในตารางที่ 5-8 พบว่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงขึ้นอยู่กับลักษณะการขับขี่ (แบ่งออก 6 กลุ่มลักษณะการขับขี่) ทำให้ค่าการใช้พลังงานต่อระยะทางจึงขึ้นอยู่กับลักษณะการขับขี่ด้วย เพราะค่าการใช้พลังงานต่อระยะทางหาจากอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง ซึ่งค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงแสดงในหน่วย l/100km บ่งบอกถึงปริมาณเชื้อเพลิงที่ต้องใช้ในการขับขี่ 100 กิโลเมตร ส่วนค่าการใช้พลังงานต่อระยะทางจะแสดงในหน่วย MJ/km

ตารางที่ 5-8 แสดงผลอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงและการใช้พลังงานต่อระยะทางของก๊าซหุงต้ม  
ในแต่ละกลุ่มลักษณะการขับขี่ โดยทดสอบครั้งที่ 1

กลุ่มลักษณะการ ขับขี่ (Cycle)	อัตราการสิ้นเปลือง เชื้อเพลิง (l/100km)	การใช้พลังงานต่อระยะทาง (MJ/km)
1	13.47	3.08
2	9.37	2.14
3	7.61	1.74
4	6.95	1.59
5	6.42	1.47
6	5.00	1.14

#### 5.2.1.2.2 ผลที่ได้จากการทดสอบครั้งที่ 2

จากการทดสอบครั้งที่ 2 โดยใช้เชื้อเพลิงก๊าซหุงต้มในการทดสอบ แสดง  
ในตารางที่ 5-9 พบว่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงขึ้นอยู่กับลักษณะการขับขี่ (แบ่งออก 6 กลุ่ม  
ลักษณะการขับขี่) ทำให้ค่าการใช้พลังงานต่อระยะทางจึงขึ้นอยู่กับลักษณะการขับขี่ด้วย เพราะว่า  
ค่าการใช้พลังงานต่อระยะทางหาจากอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง ซึ่งค่าอัตราการสิ้นเปลือง  
เชื้อเพลิงแสดงในหน่วย l/100km บ่งบอกถึงปริมาณเชื้อเพลิงที่ต้องใช้ในการขับขี่ 100 กิโลเมตร  
ส่วนค่าการใช้พลังงานต่อระยะทางจะแสดงในหน่วย MJ/km

สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ 5-9 แสดงผลอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงและการใช้พลังงานต่อระยะทางของก๊าซหุงต้ม  
ในแต่ละกลุ่มลักษณะการขับขี่ โดยทดสอบครั้งที่ 2

กลุ่มลักษณะการ ขับขี่ (Cycle)	อัตราการสิ้นเปลือง เชื้อเพลิง (l/100km)	การใช้พลังงานต่อระยะทาง (MJ/km)
1	13.05	2.99
2	9.41	2.15
3	7.58	1.73
4	6.92	1.58
5	6.75	1.54
6	4.94	1.13

### 5.2.1.3 ผลจากเชื้อเพลิงก๊าซโซลีน

ในตารางที่ 5-10 ถึง ตารางที่ 5-11 แสดงผลอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงและการใช้พลังงานต่อระยะทางของแต่ละกลุ่มลักษณะการขับขี่ ในการทดสอบทั้งสองครั้ง โดยผลอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงได้มาจากเครื่องวิเคราะห์ที่ทำการคำนวณปริมาณคาร์บอนบาลานซ์จากก๊าซไอเสียที่ปล่อยออกมาในแต่ละกลุ่มลักษณะการขับขี่ที่ถูกเก็บอยู่ในถุงเก็บตัวอย่างไอเสีย สำหรับค่าการใช้พลังงานต่อระยะทางได้มาจากค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง โดยเปลี่ยนปริมาณเชื้อเพลิงที่ใช้ให้อยู่ในรูปของพลังงานที่ใช้ (คิดจากค่าความร้อนของเชื้อเพลิง)

#### 5.2.1.3.1 ผลที่ได้จากการทดสอบครั้งที่ 1

จากการทดสอบครั้งที่ 1 โดยใช้เชื้อเพลิงก๊าซโซลีนในการทดสอบ แสดงในตารางที่ 5-10 พบว่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงขึ้นอยู่กับลักษณะการขับขี่ (แบ่งออก 6 กลุ่มลักษณะการขับขี่) ทำให้ค่าการใช้พลังงานต่อระยะทางจึงขึ้นอยู่กับลักษณะการขับขี่ด้วย เพราะว่าค่าการใช้พลังงานต่อระยะทางหาจากอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง ซึ่งค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงแสดงในหน่วย l/100km บ่งบอกถึงปริมาณเชื้อเพลิงที่ต้องใช้ในการขับขี่ 100 กิโลเมตร ส่วนค่าการใช้พลังงานต่อระยะทางจะแสดงในหน่วย MJ/km

ตารางที่ 5-10 แสดงผลอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงและการใช้พลังงานต่อระยะทางของก๊าซโซลีน  
ในแต่ละกลุ่มลักษณะการขับขี่ โดยทดสอบครั้งที่ 1

กลุ่มลักษณะการ ขับขี่ (Cycle)	อัตราการสิ้นเปลือง เชื้อเพลิง (l/100km)	การใช้พลังงานต่อระยะทาง (MJ/km)
1	14.96	4.94
2	10.81	3.57
3	8.61	2.84
4	7.74	2.55
5	7.54	2.49
6	5.58	1.84

#### 5.2.1.2.1 ผลที่ได้จากการทดสอบครั้งที่ 2

จากการทดสอบครั้งที่ 2 โดยใช้เชื้อเพลิงก๊าซโซลีนในการทดสอบ แสดง  
ในตารางที่ 5-11 พบว่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงขึ้นอยู่กับลักษณะการขับขี่ (แบ่งออก 6 กลุ่ม  
ลักษณะการขับขี่) ทำให้ค่าการใช้พลังงานต่อระยะทางจึงขึ้นอยู่กับลักษณะการขับขี่ด้วย เพราะว่า  
ค่าการใช้พลังงานต่อระยะทางหาจากอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง ซึ่งค่าอัตราการสิ้นเปลือง  
เชื้อเพลิงแสดงในหน่วย l/100km บ่งบอกถึงปริมาณเชื้อเพลิงที่ต้องใช้ในการขับขี่ 100 กิโลเมตร  
ส่วนค่าการใช้พลังงานต่อระยะทางจะแสดงในหน่วย MJ/km

สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ 5-11 แสดงผลอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงและการใช้พลังงานต่อระยะทางของก๊าซโซลีน  
ในแต่ละกลุ่มลักษณะการขับขี่ โดยทดสอบครั้งที่ 2

กลุ่มลักษณะการ ขับขี่ (Cycle)	อัตราการสิ้นเปลือง เชื้อเพลิง (l/100km)	การใช้พลังงานต่อระยะทาง (MJ/km)
1	15.02	4.95
2	10.84	3.58
3	8.87	2.93
4	7.90	2.61
5	7.83	2.58
6	5.61	1.85

#### 5.2.1.4 ผลเปรียบเทียบการใช้พลังงานต่อระยะทางของ CNG กับ LPG

ในหัวข้อนี้ จะกล่าวถึงค่าการใช้พลังงานต่อระยะทางของ CNG กับ LPG ในหน่วยของ MJ/km พร้อมเปรียบเทียบค่าเปอร์เซ็นต์ความแตกต่างของการใช้พลังงานต่อระยะทางของทั้งสองเชื้อเพลิง จากการทดสอบครั้งที่ 1 (ใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า) และครั้งที่ 2 (ใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่)

##### 5.2.1.4.1 ผลที่ได้จากการทดสอบครั้งที่ 1

ค่าการใช้พลังงานต่อระยะทางของ CNG กับ LPG ในการทดสอบครั้งที่ 1 (ใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า) และค่าเปอร์เซ็นต์ความแตกต่างจากการเปรียบเทียบแสดงในตารางที่ 5-12

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ตารางที่ 5-12 แสดงผลการใช้พลังงานต่อระยะทางและเปอร์เซ็นต์ความแตกต่างของก๊าซธรรมชาติกับก๊าซหุงต้มในแต่ละกลุ่มลักษณะการขับขี่ โดยทดสอบครั้งที่ 1

กลุ่มลักษณะการขับขี่ (Cycle)	การใช้พลังงานต่อระยะทางของก๊าซธรรมชาติ (MJ/km)	การใช้พลังงานต่อระยะทางของก๊าซหุงต้ม (MJ/km)	เปอร์เซ็นต์ความแตกต่าง (%)
1	3.41	3.08	9.70
2	2.35	2.14	8.62
3	1.87	1.74	6.70
4	1.71	1.59	7.02
5	1.69	1.47	12.97
6	1.19	1.14	3.85

#### 5.2.1.4.2 ผลที่ได้จากการทดสอบครั้งที่ 2

ค่าการใช้พลังงานต่อระยะทางของ CNG กับ LPG ในการทดสอบครั้งที่ 2 (ใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่) และค่าเปอร์เซ็นต์ความแตกต่างจากการเปรียบเทียบแสดงในตารางที่ 5-13 ตารางที่ 5-13 แสดงผลการใช้พลังงานต่อระยะทางและเปอร์เซ็นต์ความแตกต่างของก๊าซธรรมชาติกับก๊าซหุงต้มในแต่ละกลุ่มลักษณะการขับขี่ โดยทดสอบครั้งที่ 2

กลุ่มลักษณะการขับขี่ (Cycle)	การใช้พลังงานต่อระยะทางของก๊าซธรรมชาติ (MJ/km)	การใช้พลังงานต่อระยะทางของก๊าซหุงต้ม (MJ/km)	เปอร์เซ็นต์ความแตกต่าง (%)
1	3.22	2.99	7.18
2	2.25	2.15	4.14
3	1.83	1.73	5.38
4	1.69	1.58	6.57
5	1.60	1.54	3.58
6	1.15	1.13	2.03

สรุปผลอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง พบว่าจากตารางที่ 5-6 ถึง ตารางที่ 5-11 ค่าอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงขึ้นอยู่กับลักษณะรูปแบบการขับที่ ความเร็วเฉลี่ยในแต่ละกลุ่ม โดยเฉพาะเมื่อพิจารณาความเร็วเฉลี่ยในการทดสอบแต่ละกลุ่ม อัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงจะลดลงเมื่อความเร็วเฉลี่ยเพิ่มขึ้น สำหรับตารางที่ 5-12 และตารางที่ 5-13 แสดงผลเปรียบเทียบการใช้พลังงานต่อระยะทางของก๊าซธรรมชาติกับก๊าซหุงต้ม ซึ่งพบว่าก๊าซธรรมชาติมีการใช้พลังงานต่อระยะทางมากกว่าก๊าซหุงต้มทุกกลุ่มลักษณะการขับที่ โดยมีเปอร์เซ็นต์ความแตกต่างไม่เกิน 10 % โดยเกิดมาจากการที่ก๊าซธรรมชาติที่ใช้มีค่า Heating Value และ ค่า Wobbe index ต่ำกว่าก๊าซเชื้อเพลิงหุงต้มที่ใช้ในการทดสอบ

### 5.2.1.5 ผลเปรียบเทียบการใช้พลังงานต่อระยะทางของ CNG กับ Gasoline

ในหัวข้อนี้ จะกล่าวถึงค่าการใช้พลังงานต่อระยะทางของ CNG กับ Gasoline ในหน่วยของ MJ/km พร้อมเปรียบเทียบค่าเปอร์เซ็นต์ความแตกต่างของการใช้พลังงานต่อระยะทางของทั้งสองเชื้อเพลิง จากการทดสอบครั้งที่ 1(ใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า) และครั้งที่ 2(ใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่)

#### 5.2.1.5.1 ผลที่ได้จากการทดสอบครั้งที่ 1

ค่าการใช้พลังงานต่อระยะทางของ CNG กับ Gasoline ในการทดสอบครั้งที่ 1 (ใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า) และค่าเปอร์เซ็นต์ความแตกต่างจากการเปรียบเทียบแสดงในตารางที่ 5-14

ตารางที่ 5-14 แสดงผลการใช้พลังงานต่อระยะทางและเปอร์เซ็นต์ความแตกต่างของก๊าซธรรมชาติกับก๊าซโซลีนในแต่ละกลุ่มลักษณะการขับที่ โดยทดสอบครั้งที่ 1

กลุ่มลักษณะการขับที่ (Cycle)	การใช้พลังงานต่อระยะทางของก๊าซธรรมชาติ(MJ/km)	การใช้พลังงานต่อระยะทางของก๊าซโซลีน (MJ/km)	เปอร์เซ็นต์ความแตกต่าง (%)
1	3.41	4.94	-44.66
2	2.35	3.57	-52.03
3	1.87	2.84	-52.31
4	1.71	2.55	-49.25
5	1.69	2.49	-47.27
6	1.19	1.84	-54.61

### 5.2.1.5.2 ผลที่ได้จากการทดสอบครั้งที่ 2

ค่าการใช้พลังงานต่อระยะทางของ CNG กับ Gasoline ในการทดสอบครั้งที่ 2 (ใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่) และค่าเปอร์เซ็นต์ความแตกต่างจากการเปรียบเทียบแสดงในตารางที่ 5-15 ตารางที่ 5-15 แสดงผลการใช้พลังงานต่อระยะทางและเปอร์เซ็นต์ความแตกต่างของก๊าซธรรมชาติกับก๊าซโซลีนในแต่ละกลุ่มลักษณะการขับขี่ โดยทดสอบครั้งที่ 2

กลุ่มลักษณะการขับขี่ (Cycle)	การใช้พลังงานต่อระยะทางของก๊าซธรรมชาติ(MJ/km)	การใช้พลังงานต่อระยะทางของก๊าซโซลีน (MJ/km)	เปอร์เซ็นต์ความแตกต่าง (%)
1	3.22	4.95	-53.98
2	2.25	3.58	-59.25
3	1.83	2.93	-59.70
4	1.69	2.61	-53.91
5	1.60	2.58	-61.16
6	1.15	1.85	-60.51

สำหรับตารางที่ 5-14 และตารางที่ 5-15 แสดงผลเปรียบเทียบการใช้พลังงานต่อระยะทางของก๊าซธรรมชาติกับก๊าซโซลีน ซึ่งพบว่าก๊าซโซลีนมีการใช้พลังงานต่อระยะทางมากกว่าก๊าซธรรมชาติทุกกลุ่มลักษณะการขับขี่ โดยมีเปอร์เซ็นต์ความแตกต่างในช่วง 50-60 % โดยเกิดมาจากการที่ก๊าซธรรมชาติมีการผสมกับอากาศได้ดี ทำให้การเผาไหม้เปลี่ยนเชื้อเพลิงเป็นพลังงานเกิดได้สมบูรณ์กว่าน้ำมันที่ต้องมีการระเหยและผสมกับอากาศในช่วงระยะเวลาที่สั้น

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



### 5.2.1.6 ผลเปรียบเทียบการใช้พลังงานต่อระยะทางของ LPG กับ Gasoline

ในหัวข้อนี้ จะกล่าวถึงค่าการใช้พลังงานต่อระยะทางของ LPG กับ Gasoline ในหน่วยของ MJ/km พร้อมเปรียบเทียบค่าเปอร์เซ็นต์ความแตกต่างของการใช้พลังงานต่อระยะทางของทั้งสองเชื้อเพลิง จากการทดสอบครั้งที่ 1 (ใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า) และครั้งที่ 2 (ใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่)

#### 5.2.1.6.1 ผลที่ได้จากการทดสอบครั้งที่ 1

ค่าการใช้พลังงานต่อระยะทางของ LPG กับ Gasoline ในการทดสอบครั้งที่ 1 (ใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า) และค่าเปอร์เซ็นต์ความแตกต่างจากการเปรียบเทียบแสดงในตารางที่ 5-16

ตารางที่ 5-16 แสดงผลการใช้พลังงานต่อระยะทางและเปอร์เซ็นต์ความแตกต่างของก๊าซหุงต้มกับก๊าซโซลีนในแต่ละกลุ่มลักษณะการขับขี่ โดยทดสอบครั้งที่ 1

กลุ่มลักษณะการขับขี่ (Cycle)	การใช้พลังงานต่อระยะทางของก๊าซหุงต้ม (MJ/km)	การใช้พลังงานต่อระยะทางของก๊าซโซลีน (MJ/km)	เปอร์เซ็นต์ความแตกต่าง (%)
1	3.08	4.94	-60.21
2	2.14	3.57	-66.37
3	1.74	2.84	-63.24
4	1.59	2.55	-60.53
5	1.47	2.49	-69.23
6	1.14	1.84	-60.80

#### 5.2.1.6.2 ผลที่ได้จากการทดสอบครั้งที่ 2

ค่าการใช้พลังงานต่อระยะทางของ LPG กับ Gasoline ในการทดสอบครั้งที่ 2 (ใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่) และค่าเปอร์เซ็นต์ความแตกต่างจากการเปรียบเทียบแสดงในตารางที่ 5-17

ตารางที่ 5-17 แสดงผลการใช้พลังงานต่อระยะทางและเปอร์เซ็นต์ความแตกต่างของก๊าซหุงต้มกับก๊าซโซลีนในแต่ละกลุ่มลักษณะการขับขี่ โดยทดสอบครั้งที่ 2

กลุ่มลักษณะการขับขี่ (Cycle)	การใช้พลังงานต่อระยะทางของก๊าซหุงต้ม (MJ/km)	การใช้พลังงานต่อระยะทางของก๊าซโซลีน (MJ/km)	เปอร์เซ็นต์ความแตกต่าง (%)
1	2.99	4.95	-65.89
2	2.15	3.58	-66.13
3	1.73	2.93	-68.78
4	1.58	2.61	-64.74
5	1.54	2.58	-67.14
6	1.13	1.85	-63.83

สำหรับตารางที่ 5-16 และตารางที่ 5-17 แสดงผลเปรียบเทียบการใช้พลังงานต่อระยะทางของก๊าซหุงต้มกับก๊าซโซลีน ซึ่งพบว่าก๊าซโซลีนมีการใช้พลังงานต่อระยะทางมากกว่าก๊าซหุงต้มทุกกลุ่มลักษณะการขับขี่ โดยมีเปอร์เซ็นต์ความแตกต่างในช่วง 60-70 % โดยเกิดมาจากการที่ก๊าซหุงต้มมีการผสมกับอากาศได้ดี ทำให้การเผาไหม้เปลี่ยนเชื้อเพลิงเป็นพลังงานเกิดได้สมบูรณ์กว่าน้ำมันที่ต้องมีการระเหยและผสมกับอากาศในช่วงระยะเวลาที่สั้น

## 5.2.2 ผลมลพิษจากการทดสอบ

### 5.2.2.1 แสดงผลมลพิษที่ทำการวัดได้ในการทดสอบแต่ละกลุ่มลักษณะการขับขี่

ในหัวข้อนี้จะกล่าวถึงผลมลพิษที่ทำการวัดได้ในการทดสอบแต่ละกลุ่มลักษณะการขับขี่ โดยค่าที่วัดได้มาจากเครื่องวิเคราะห์ตัวอย่างไอเสียในถุงเก็บตัวอย่างที่เก็บสะสมตลอดการทดสอบแต่ละกลุ่มลักษณะการขับขี่ ค่าที่ทำการวัดคือ THC CO NO<sub>x</sub> และ CO<sub>2</sub> ซึ่งเครื่องวิเคราะห์จะใช้วิธีหาปริมาณมลพิษแต่ละตัวแตกต่างกัน(ดูในหัวข้อ 2.2)

### 5.2.2.1.1 กลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 1, 2, 3, 4, 5 และ 6

ในการทดสอบจะทำการวัดมลพิษจากกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 1, 2, 3, 4, 5 และ 6 ซึ่งจะทำการทดสอบครั้งที่ 1 (ใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า) และทำการทดสอบครั้งที่ 2 (ใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่) โดยค่ามลพิษที่ได้จะมีหน่วยเป็น g/km

#### 5.2.2.1.1.1 การทดสอบครั้งที่ 1

ตารางที่ 5-18 ผลปริมาณมลพิษของก๊าซธรรมชาติในแต่ละกลุ่มลักษณะการขับขี่ ทดสอบครั้งที่ 1

	THC(g/km)	CO(g/km)	NOx(g/km)	CO2(g/km)
กลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 1	1.65	13.85	0.66	315.989
กลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 2	0.44	3.84	0.77	228.357
กลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 3	0.32	1.7	0.91	183.739
กลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 4	0.19	0.25	0.81	170.92
กลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 5	0.23	0.66	0.96	167.854
กลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 6	0.17	0.13	0.55	118.809

ตารางที่ 5-19 ผลปริมาณมลพิษของก๊าซหุงต้มในแต่ละกลุ่มลักษณะการขับขี่ การทดสอบครั้งที่ 1

	THC(g/km)	CO(g/km)	NOx(g/km)	CO2(g/km)
กลุ่มลักษณะการขับขี่ แบบที่ 1	0.72	11.66	1.61	289.028
กลุ่มลักษณะการขับขี่ แบบที่ 2	0.25	3.21	2	209.586
กลุ่มลักษณะการขับขี่ แบบที่ 3	0.12	0.9	2.06	173.061
กลุ่มลักษณะการขับขี่ แบบที่ 4	0.05	0.4	2.11	158.97
กลุ่มลักษณะการขับขี่ แบบที่ 5	0.03	0.11	1.91	147.291
กลุ่มลักษณะการขับขี่ แบบที่ 6	0.02	0.11	1.37	114.739

ตารางที่ 5-20 ผลปริมาณมลพิษของก๊าซโซลีนในแต่ละกลุ่มลักษณะการขับขี่ การทดสอบครั้งที่ 1

	THC(g/km)	CO(g/km)	NOx(g/km)	CO2(g/km)
กลุ่มลักษณะการ ขับขี่แบบที่ 1	0.759	9.933	0.211	333.398
กลุ่มลักษณะการ ขับขี่แบบที่ 2	0.194	2.109	0.246	250.01
กลุ่มลักษณะการ ขับขี่แบบที่ 3	0.248	3.604	0.243	195.906
กลุ่มลักษณะการ ขับขี่แบบที่ 4	0.084	2.083	0.186	178.318
กลุ่มลักษณะการ ขับขี่แบบที่ 5	0.187	1.886	0.338	173.516
กลุ่มลักษณะการ ขับขี่แบบที่ 6	0.037	0.896	0.087	129.495

## 5.2.2.1.1.2 การทดสอบครั้งที่ 2

ตารางที่ 5-21 ผลปริมาณมลพิษของก๊าซธรรมชาติในแต่ละกลุ่มลักษณะการขับขี่ ทดสอบครั้งที่ 2

	THC(g/km)	CO(g/km)	NOx(g/km)	CO2(g/km)
กลุ่มลักษณะการ ขับขี่แบบที่ 1	0.74	4.1	0.75	314.599
กลุ่มลักษณะการ ขับขี่แบบที่ 2	0.39	0.15	0.94	224.158
กลุ่มลักษณะการ ขับขี่แบบที่ 3	0.31	0.53	0.86	182.102
กลุ่มลักษณะการ ขับขี่แบบที่ 4	0.25	0.09	0.97	169.12
กลุ่มลักษณะการ ขับขี่แบบที่ 5	0.21	0.04	1.01	160.154
กลุ่มลักษณะการ ขับขี่แบบที่ 6	0.17	0.05	0.55	115.371

ตารางที่ 5-22 ผลปริมาณมลพิษของก๊าซหุงต้มในแต่ละกลุ่มลักษณะการขับขี่ การทดสอบครั้งที่ 2

	THC(g/km)	CO(g/km)	NOx(g/km)	CO2(g/km)
กลุ่มลักษณะการ ขับขี่แบบที่ 1	0.5	4.35	1.71	291.455
กลุ่มลักษณะการ ขับขี่แบบที่ 2	0.26	3.45	1.98	210.102
กลุ่มลักษณะการ ขับขี่แบบที่ 3	0.1	0.35	1.94	173.269
กลุ่มลักษณะการ ขับขี่แบบที่ 4	0.05	0.33	2.1	158.306
กลุ่มลักษณะการ ขับขี่แบบที่ 5	0.03	0.07	1.96	154.982
กลุ่มลักษณะการ ขับขี่แบบที่ 6	0.02	0.11	1.39	113.351

ตารางที่ 5-23 ผลปริมาณมลพิษของก๊าซไอเสียในแต่ละกลุ่มลักษณะการขับขี่ การทดสอบครั้งที่ 2

	THC(g/km)	CO(g/km)	NOx(g/km)	CO <sub>2</sub> (g/km)
กลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 1	0.796	12.691	0.138	12.691
กลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 2	0.389	4.949	0.179	245.653
กลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 3	0.491	4.929	0.204	4.929
กลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 4	0.065	1.108	0.212	183.521
กลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 5	0.239	3.104	0.266	3.104
กลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 6	0.029	0.725	0.068	130.65

จากตารางที่ 5-18 ถึง ตารางที่ 5-23 แสดงผลการทดสอบมลพิษโดยการทดสอบครั้งที่ 1 และการทดสอบครั้งที่ 2 พบว่ามลพิษที่เกิดขึ้นทั้ง THC NOx CO และ CO<sub>2</sub> มีแนวโน้มปริมาณที่เกิดขึ้น ขึ้นอยู่กับกลุ่มลักษณะการขับขี่ ซึ่งในแต่ละกลุ่มมีรูปแบบและความเร็วเฉลี่ยที่แตกต่างกัน เมื่อพิจารณาที่ลักษณะการขับขี่แบบที่ 1 พบว่ามีแนวโน้มปริมาณ THC CO และ CO<sub>2</sub> เกิดมากที่สุดเนื่องจากรูปแบบการขับขี่เน้นช่วงเดินรอบเบาและมีความเร็วเฉลี่ยตลอดกลุ่มการขับขี่น้อยที่สุด ส่วนกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 6 ซึ่งมีการขับขี่เป็นแบบความเร็วคงที่ 2 ช่วง(ความเร็วคงที่ 70 และ 90 km/hr) และมีความเร็วเฉลี่ยตลอดกลุ่มการขับขี่มากที่สุดใน 6 แบบการทดสอบ พบว่ามีแนวโน้มปริมาณมลพิษที่เกิดขึ้นทั้ง THC CO และ CO<sub>2</sub> น้อยที่สุด

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

## 5.2.2.2 แสดงผลเปรียบเทียบมลพิษที่ทำการวัดได้ในการทดสอบแต่ละกลุ่ม

### ลักษณะการขับซี

ในหัวข้อนี้จะกล่าวถึงผลการเปรียบเทียบมลพิษที่ทำการวัดได้ในการทดสอบแต่ละกลุ่มลักษณะการขับซี โดยจะทำการเปรียบเทียบระหว่าง CNG กับ LPG, CNG กับ Gasoline และ LPG กับ Gasoline ซึ่งจะทำการทดสอบสองครั้ง ครั้งที่ 1 ใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า ครั้งที่ 2 ใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่ และนำผลจาก Sampling Bag มาวิเคราะห์

#### 5.2.2.2.1 ผลเปรียบเทียบมลพิษและเปอร์เซ็นต์ความแตกต่างของ CNG

##### กับ LPG

ในหัวข้อนี้จะแสดงให้เห็นถึงการเปรียบเทียบความแตกต่างระหว่าง CNG กับ LPG เป็นเปอร์เซ็นต์ โดยค่าที่ได้ถ้าเป็นบวกลบหมายถึง มลพิษของ CNG มากกว่า แต่ถ้าค่าเป็นลบหมายถึง ค่ามลพิษของ LPG มากกว่า

##### 5.2.2.2.1.1 ผลที่ได้จากการทดสอบครั้งที่ 1

ตารางที่ 5-24 แสดงผลเปอร์เซ็นต์ความแตกต่างปริมาณมลพิษของก๊าซธรรมชาติกับก๊าซหุงต้ม

ในแต่ละกลุ่มลักษณะการขับซี โดยทดสอบครั้งที่ 1

	$\Delta$ THC (%)	$\Delta$ CO (%)	$\Delta$ NO <sub>x</sub> (%)	$\Delta$ CO <sub>2</sub> (%)
กลุ่มลักษณะการขับซีแบบที่ 1	56.36	15.81	-143.94	8.53
กลุ่มลักษณะการขับซีแบบที่ 2	43.18	16.41	-159.74	8.22
กลุ่มลักษณะการขับซีแบบที่ 3	62.50	47.06	-126.37	5.81
กลุ่มลักษณะการขับซีแบบที่ 4	73.68	-60.00	-160.49	6.99
กลุ่มลักษณะการขับซีแบบที่ 5	86.96	83.33	-98.96	12.25
กลุ่มลักษณะการขับซีแบบที่ 6	88.24	15.38	-149.09	3.43

## 5.2.2.2.1.2 ผลที่ได้จากการทดสอบครั้งที่ 2

ตารางที่ 5-25 แสดงผลเปอร์เซ็นต์ความแตกต่างปริมาณมลพิษของก๊าซธรรมชาติกับก๊าซหุงต้ม  
ในแต่ละกลุ่มลักษณะการขับขี่ โดยทดสอบครั้งที่ 2

	$\Delta$ THC (%)	$\Delta$ CO (%)	$\Delta$ NO <sub>x</sub> (%)	$\Delta$ CO <sub>2</sub> (%)
กลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 1	32.43	-6.10	-128.00	7.36
กลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 2	33.33	-2200.00	-110.64	6.27
กลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 3	67.74	33.96	-125.58	4.85
กลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 4	80.00	-266.67	-116.49	6.39
กลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 5	85.71	-75.00	-94.06	3.23
กลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 6	88.24	-120.00	-152.73	1.75

จากตารางที่ 5-24 และตารางที่ 5-25 แสดงผลการเปรียบเทียบเป็นเปอร์เซ็นต์ความแตกต่างปริมาณมลพิษที่เกิดขึ้นระหว่างการใช้ก๊าซธรรมชาติและก๊าซหุงต้มพบว่าในทุกกลุ่มลักษณะการขับขี่ปริมาณ THC และ CO<sub>2</sub> ของก๊าซธรรมชาติสูงกว่าของก๊าซหุงต้ม ซึ่งการที่ THC มากเกิดมาจากการใช้เชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติถูกตั้งให้ rich มากกว่าเชื้อเพลิงก๊าซหุงต้ม ในส่วนปริมาณ NO<sub>x</sub> ในทุกกลุ่มลักษณะการขับขี่ พบว่าการใช้เชื้อเพลิงก๊าซหุงต้มมีปริมาณ NO<sub>x</sub> สูงกว่าการใช้เชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติ ซึ่งอาจเป็นผลมาจากก๊าซหุงต้มเผาไหม้ได้ดีกว่าก๊าซธรรมชาติ จึงทำให้เกิด NO<sub>x</sub> สูง ประกอบกับตัว Catalytic converter ทำงานได้ดีกับก๊าซธรรมชาติเพราะเมื่อพิจารณาที่อุณหภูมิไอเสียจากการทดสอบพบว่าก๊าซธรรมชาติสูงกว่าก๊าซหุงต้ม



### 5.2.2.2.2 ผลเปรียบเทียบมลพิษและเปอร์เซ็นต์ความแตกต่างของ CNG

กับ Gasoline

ในหัวข้อนี้จะแสดงให้เห็นถึงการเปรียบเทียบความแตกต่างระหว่าง CNG กับ Gasoline เป็นเปอร์เซ็นต์ โดยค่าที่ได้ถ้าเป็นบวกหมายถึง มลพิษของ CNG มากกว่า แต่ถ้าค่าเป็นลบหมายถึง ค่ามลพิษของ Gasoline มากกว่า

#### 5.2.2.2.1 ผลที่ได้จากการทดสอบครั้งที่ 1

ตารางที่ 5-26 แสดงผลเปอร์เซ็นต์ความแตกต่างปริมาณมลพิษของก๊าซธรรมชาติกับก๊าซโซลีน ในแต่ละกลุ่มลักษณะการขับขี่ โดยทดสอบครั้งที่ 1

	$\Delta$ THC (%)	$\Delta$ CO (%)	$\Delta$ NO <sub>x</sub> (%)	$\Delta$ CO <sub>2</sub> (%)
กลุ่มลักษณะการ ขับขี่แบบที่ 1	54.00	28.28	68.03	-5.51
กลุ่มลักษณะการ ขับขี่แบบที่ 2	55.91	45.08	68.05	-9.48
กลุ่มลักษณะการ ขับขี่แบบที่ 3	22.50	-112.00	73.30	-6.62
กลุ่มลักษณะการ ขับขี่แบบที่ 4	55.79	-733.20	77.04	-4.33
กลุ่มลักษณะการ ขับขี่แบบที่ 5	18.70	-185.76	64.79	-3.37
กลุ่มลักษณะการ ขับขี่แบบที่ 6	78.24	-589.23	84.18	-8.99

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

## 5.2.2.2.2 ผลที่ได้จากการทดสอบครั้งที่ 2

ตารางที่ 5-27 แสดงผลเปอร์เซ็นต์ความแตกต่างปริมาณมลพิษของก๊าซธรรมชาติกับก๊าซโซลีน  
ในแต่ละกลุ่มลักษณะการขับขี่ โดยทดสอบครั้งที่ 2

	$\Delta$ THC (%)	$\Delta$ CO (%)	$\Delta$ NO <sub>x</sub> (%)	$\Delta$ CO <sub>2</sub> (%)
กลุ่มลักษณะการ ขับขี่แบบที่ 1	-7.57	-209.54	81.60	95.97
กลุ่มลักษณะการ ขับขี่แบบที่ 2	0.26	-3199.33	80.96	-9.59
กลุ่มลักษณะการ ขับขี่แบบที่ 3	-58.39	-830.00	76.28	97.29
กลุ่มลักษณะการ ขับขี่แบบที่ 4	74.00	-1131.11	78.14	-8.52
กลุ่มลักษณะการ ขับขี่แบบที่ 5	-13.81	-7660.00	73.66	98.06
กลุ่มลักษณะการ ขับขี่แบบที่ 6	82.94	-1350.00	87.64	-13.24

จากตารางที่ 5.26 และตารางที่ 5.27 แสดงผลการเปรียบเทียบเป็นเปอร์เซ็นต์ความแตกต่างปริมาณมลพิษที่เกิดขึ้นระหว่างการใช้ก๊าซธรรมชาติและก๊าซโซลีนพบว่าในทุกกลุ่มลักษณะการขับขี่ในการทดสอบครั้งที่ 1 ปริมาณ THC ของก๊าซธรรมชาติสูงกว่าของก๊าซโซลีน ส่วนปริมาณ CO<sub>2</sub> ของเชื้อเพลิงก๊าซโซลีนสูงกว่าของก๊าซธรรมชาติ ซึ่งการที่ THC มากเกิดมาจากการใช้เชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติถูกตั้งให้ rich มาก สำหรับปริมาณ CO<sub>2</sub> ของก๊าซโซลีนที่สูงกว่าอาจเป็นเพราะอัตราส่วนระหว่างคาร์บอนกับไฮโดรเจนในเชื้อเพลิงสูงกว่าของก๊าซธรรมชาติ ในส่วนปริมาณ NO<sub>x</sub> ในทุกกลุ่มลักษณะการขับขี่ พบว่าการใช้เชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติมีปริมาณ NO<sub>x</sub> สูงกว่าการใช้เชื้อเพลิงก๊าซโซลีน ซึ่งอาจเป็นผลมาจากก๊าซธรรมชาติเผาไหม้ได้ดีกว่าก๊าซโซลีน ประกอบกับตัว Catalytic converter ทำงานได้ดีกับก๊าซโซลีน

### 5.2.2.2.1 ผลเปรียบเทียบมลพิษและเปอร์เซ็นต์ความแตกต่างของ LPG

กับ Gasoline

ในหัวข้อนี้จะแสดงให้เห็นถึงการเปรียบเทียบความแตกต่างระหว่าง LPG กับ Gasoline เป็นเปอร์เซ็นต์ โดยค่าที่ได้ถ้าเป็นบวกหมายถึง มลพิษของ LPG มากกว่า แต่ถ้าค่าเป็นลบหมายถึง ค่ามลพิษของ Gasoline มากกว่า

#### 5.2.2.2.1 ผลที่ได้จากการทดสอบครั้งที่ 1

ตารางที่ 5-28 แสดงผลเปอร์เซ็นต์ความแตกต่างปริมาณมลพิษของก๊าซหุงต้มกับก๊าซโซลีน

ในแต่ละกลุ่มลักษณะการขับขี่ โดยทดสอบครั้งที่ 1

	$\Delta$ THC (%)	$\Delta$ CO (%)	$\Delta$ NO <sub>x</sub> (%)	$\Delta$ CO <sub>2</sub> (%)
กลุ่มลักษณะการ ขับขี่แบบที่ 1	-5.42	14.81	86.89	-15.35
กลุ่มลักษณะการ ขับขี่แบบที่ 2	22.40	34.30	87.70	-19.29
กลุ่มลักษณะการ ขับขี่แบบที่ 3	-106.67	-300.44	88.20	-13.20
กลุ่มลักษณะการ ขับขี่แบบที่ 4	-68.00	-420.75	91.18	-12.17
กลุ่มลักษณะการ ขับขี่แบบที่ 5	-523.33	-1614.55	82.30	-17.80
กลุ่มลักษณะการ ขับขี่แบบที่ 6	-85.00	-714.55	93.65	-12.86

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

## 5.2.2.2.2 ผลที่ได้จากการทดสอบครั้งที่ 2

ตารางที่ 5-29 แสดงผลเปอร์เซ็นต์ความแตกต่างปริมาณมลพิษของก๊าซหุงต้มกับก๊าซโซลีน  
ในแต่ละกลุ่มลักษณะการขับขี่ โดยทดสอบครั้งที่ 2

	$\Delta$ THC (%)	$\Delta$ CO (%)	$\Delta$ NO <sub>x</sub> (%)	$\Delta$ CO <sub>2</sub> (%)
กลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 1	-59.20	-191.75	91.93	95.65
กลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 2	-49.62	-43.45	90.96	-16.92
กลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 3	-391.00	-1308.29	89.48	97.16
กลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 4	-30.00	-235.76	89.90	-15.93
กลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 5	-696.67	-4334.29	86.43	98.00
กลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 6	-45.00	-559.09	95.11	-15.26

จากตารางที่ 5-28 ถึง ตารางที่ 5-29 แสดงผลการเปรียบเทียบเป็นเปอร์เซ็นต์ความแตกต่างปริมาณมลพิษที่เกิดขึ้นระหว่างการใช้ก๊าซหุงต้มและก๊าซโซลีนพบว่าในทุกกลุ่มลักษณะการขับขี่ในการทดสอบครั้งที่ 1 ปริมาณ THC และ CO<sub>2</sub> ของก๊าซโซลีนสูงกว่าของก๊าซหุงต้ม ซึ่งการที่ THC มากเกิดมาจากการที่เชื้อเพลิงก๊าซโซลีนอยู่ในรูปแบบของเหลวเมื่อฉีดมาผสมกับอากาศเป็น mixture บางส่วนยังระเหยรวมกับอากาศไม่สมบูรณ์และมีส่วนผสมที่หนาในบริเวณนั้น เมื่ออยู่ในช่วงการอัด mixture ที่ผสมไม่สมบูรณ์จะถูกดันให้ไปค้างที่บริเวณช่องว่างในห้องเผาไหม้เกิดการไหม้เผาไหม้และเมื่ออยู่ในช่วงการคายไอเสีย mixture ที่ค้างในช่องว่างจะถูกขับออกมาทางไอเสีย ในส่วนปริมาณ NO<sub>x</sub> ในทุกกลุ่มลักษณะการขับขี่ พบว่าการใช้เชื้อเพลิงก๊าซหุงต้มมีปริมาณ NO<sub>x</sub> สูงกว่าการใช้เชื้อเพลิงก๊าซโซลีน ซึ่งอาจเป็นผลมาจากเชื้อเพลิงก๊าซหุงต้มเผาไหม้ได้ดีกว่าก๊าซโซลีน ประกอบกับตัว Catalytic converter ถูกออกแบบมาให้เหมาะสมกับการลดปริมาณ NO<sub>x</sub> ของก๊าซโซลีน

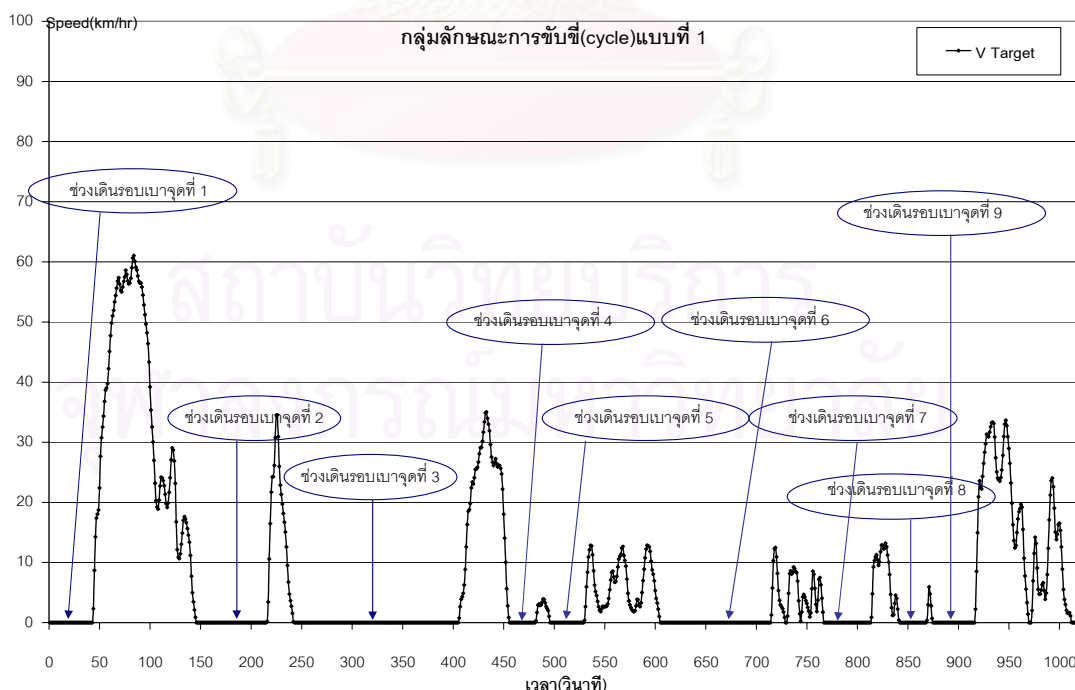
### 5.2.2.3 แสดงผลการวิเคราะห์ห้มลพิษในแต่ละช่วงเดินรอบเบา ช่วงเร่งความเร็ว และช่วงลดความเร็ว ที่วิเคราะห์ได้จากผลการทดสอบ

ในการทดสอบบนแท่น Chassis Dynamometer ได้มีข้อจำกัดปริมาณการทดสอบ โดยในการทดสอบไม่สามารถทดสอบได้ทั้งหมด 6 กลุ่มลักษณะการขับซึ่งภายในครั้งเดียว จึงทำให้ต้องมีการแบ่งการทดสอบเป็น 2 ครั้งๆละ 3 กลุ่มลักษณะการขับซึ่งได้มีการแบ่งกลุ่มที่ 1, 3 และ 5 เป็นการทดสอบครั้งแรก ส่วนกลุ่มที่ 2, 4 และ 6 เป็นการทดสอบครั้งที่สอง ดังนั้นในการพิจารณาผลมลพิษที่เกิดขึ้นในช่วงเดินเบา ช่วงเร่งความเร็ว และช่วงลดความเร็ว จึงได้พิจารณาแยกเป็นแต่ละครั้งการทดสอบ สำหรับการพิจารณาจะทำการ accumulate และหาค่ามลพิษออกมาต่อเวลาการทดสอบ

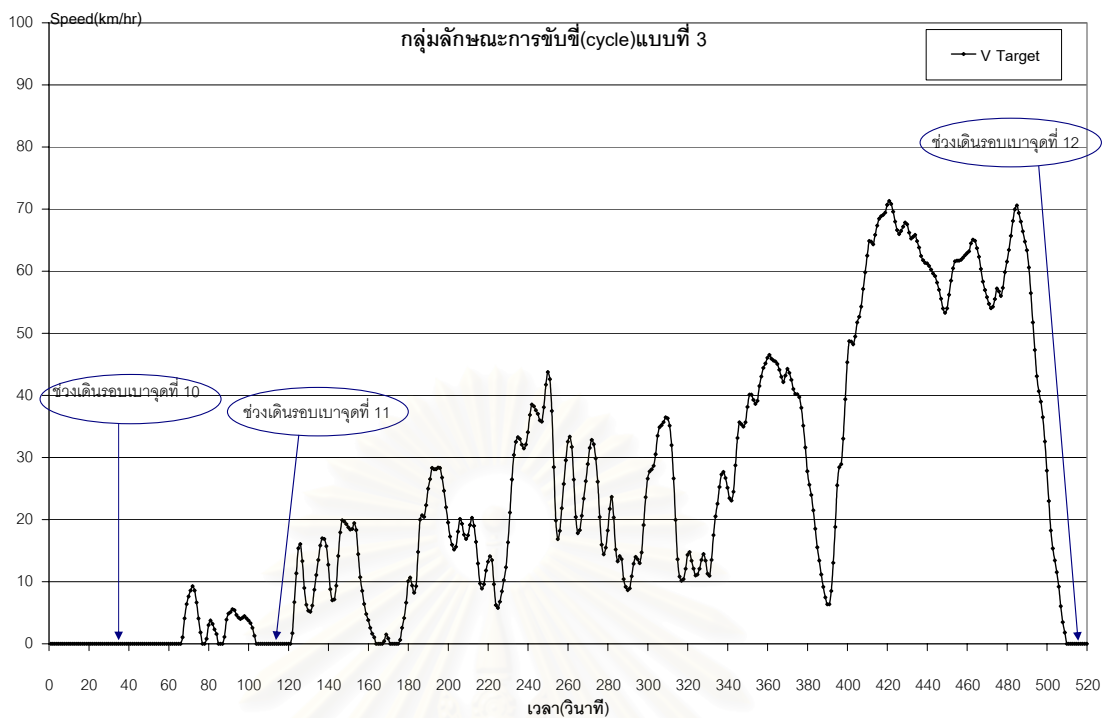
#### 5.2.2.3.1 ช่วงเดินรอบเบา

- ช่วงที่ทำการพิจารณา เป็นกลุ่มลักษณะการขับที่ 1, 3, 5

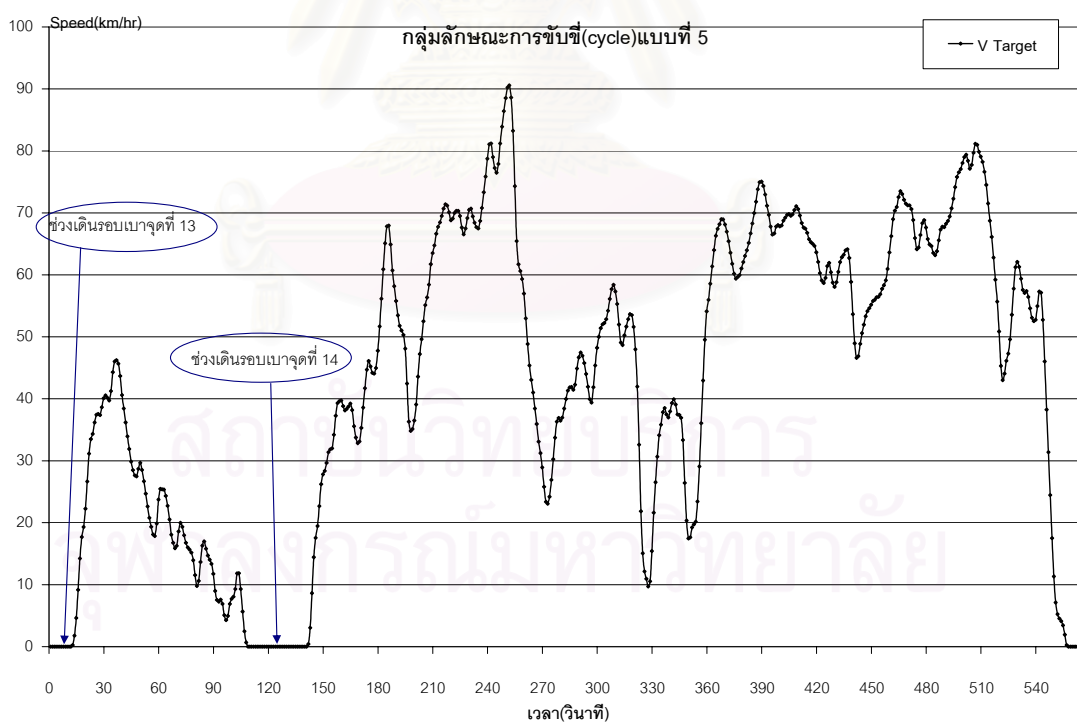
ในหัวข้อนี้จะแสดงช่วงเดินรอบเบาที่นำมาพิจารณามลพิษตามกลุ่มลักษณะการขับที่ 1, 3, 5 ดังแสดงในรูปที่ 5-73, 5-74, 5-75 ตามลำดับ



รูปที่ 5-73 แสดงช่วงเดินรอบเบาที่นำมาพิจารณาในกลุ่มลักษณะการขับที่ 1



รูปที่ 5-74 แสดงช่วงเดินรอบเบาที่นำมาพิจารณาในกลุ่มลักษณะการขับขี่ที่ 3

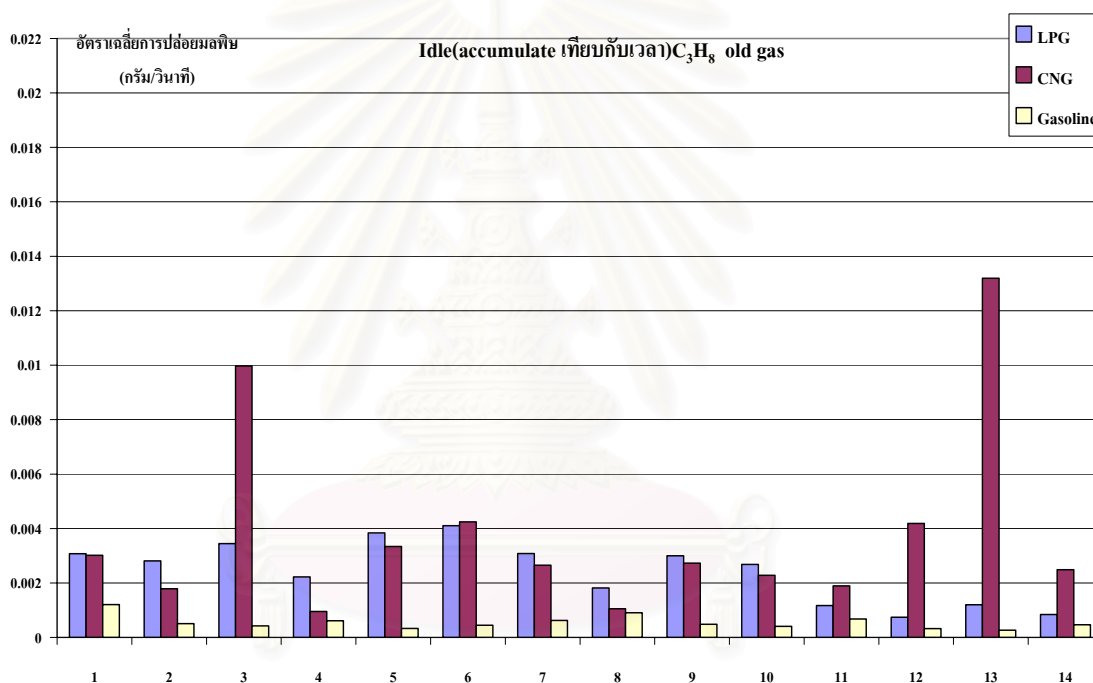


รูปที่ 5-75 แสดงช่วงเดินรอบเบาที่นำมาพิจารณาในกลุ่มลักษณะการขับขี่ที่ 5

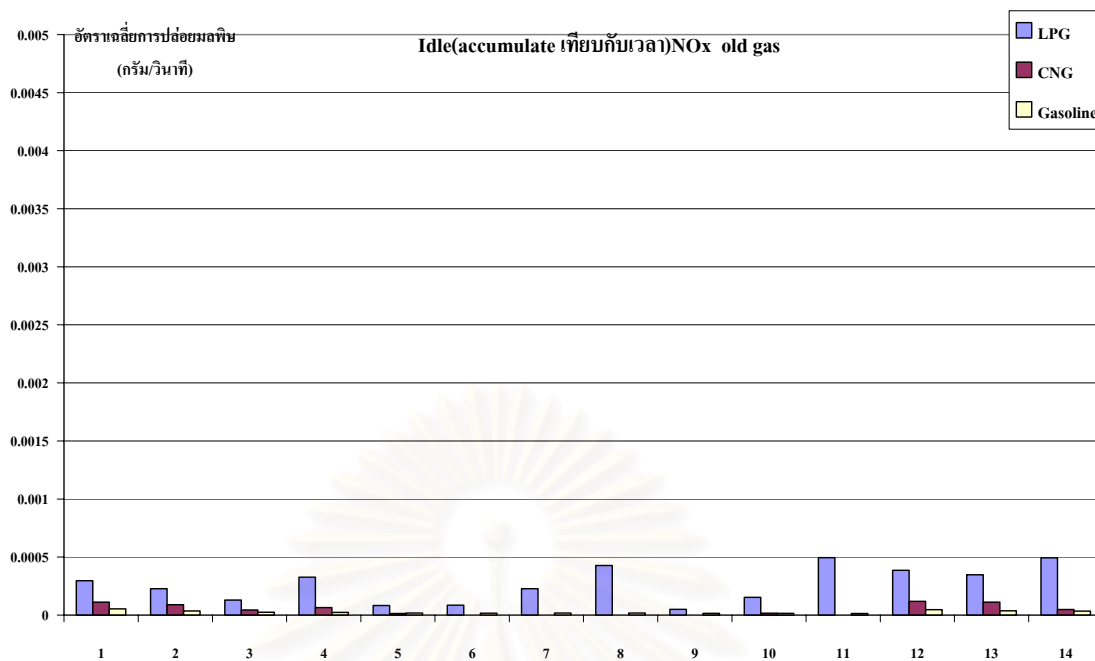
- ผลการเปรียบเทียบเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG

ในหัวข้อนี้แสดงผลการเปรียบเทียบมลพิษของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG โดยค่ามลพิษแสดงเป็นอัตราเฉลี่ยการปล่อยมลพิษ มีหน่วยเป็น กรัม/วินาที ซึ่งบ่งบอกถึงค่าเฉลี่ยของมลพิษที่ออกมาจากท่อไอเสียของรถยนต์ในแต่ละวินาที สำหรับอัตราเฉลี่ยการปล่อยมลพิษคำนวณมาจากข้อมูลมลพิษแบบ Instantaneous โดยนำข้อมูลมาตัดช่วงที่ต้องการพิจารณาแล้วทำการ accumulate ก่อนหาค่าเฉลี่ยต่อเวลาที่ปลดปล่อยมลพิษ

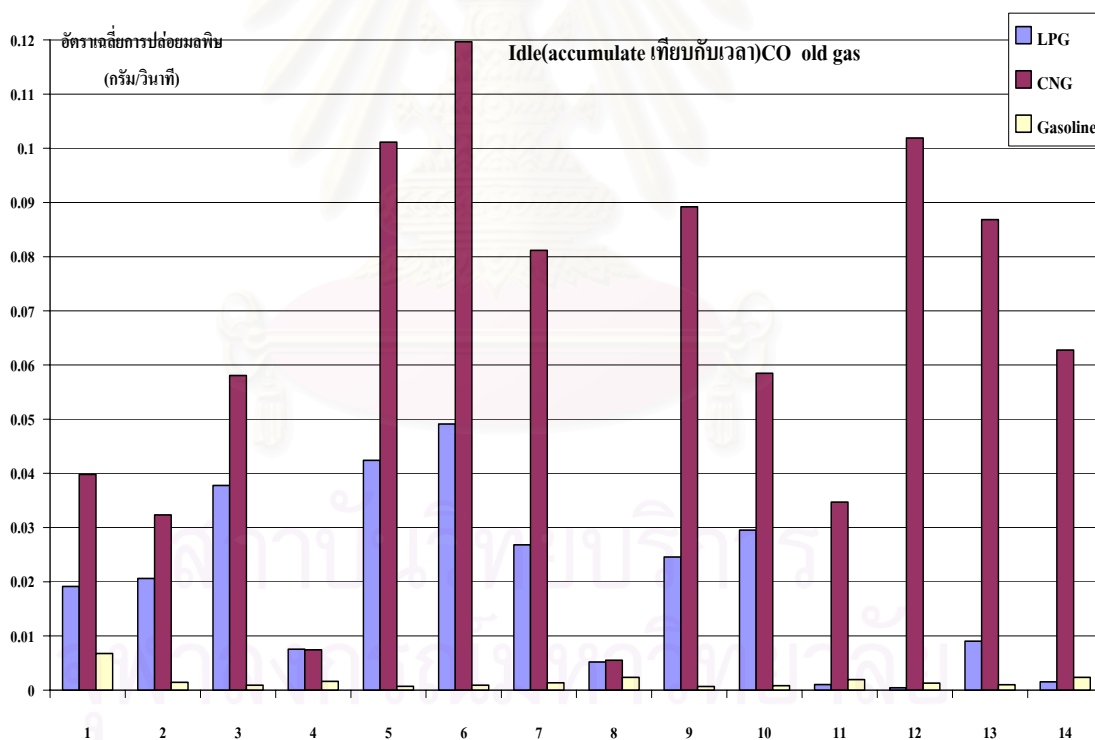
- ผลที่ได้จากการทดสอบครั้งที่ 1



รูปที่ 5-76 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ  $C_3H_8$  เฉลี่ยในช่วงเดินเบา

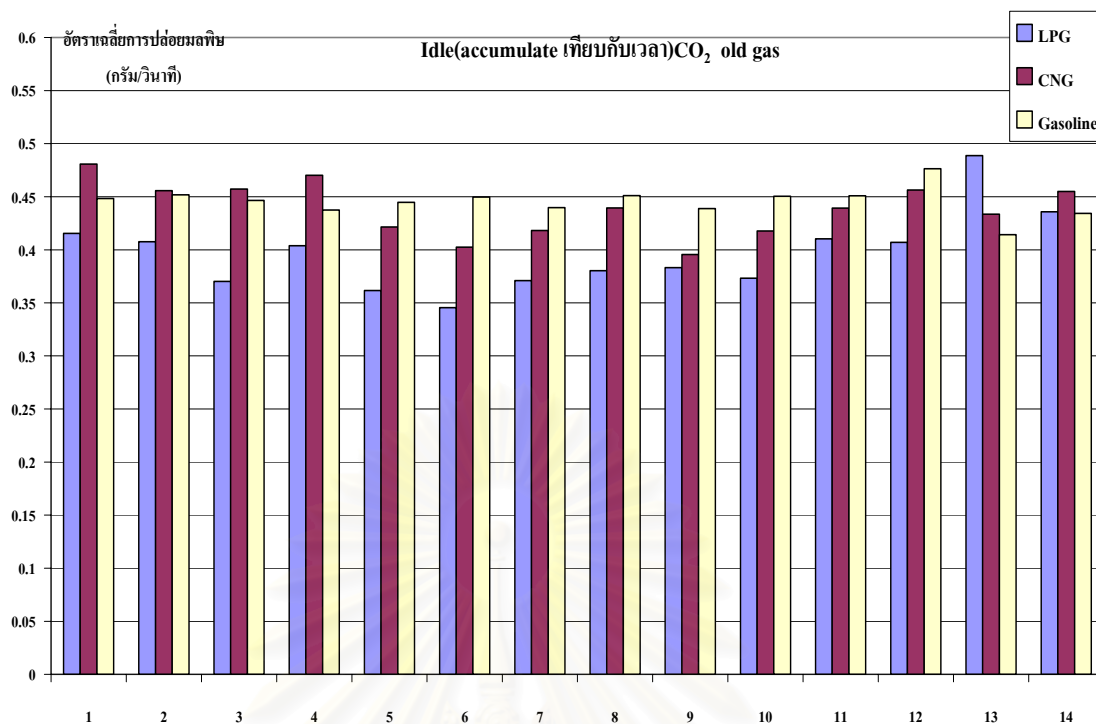


รูปที่ 5-77 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ NOx เฉลี่ยในช่วงเดินเบา

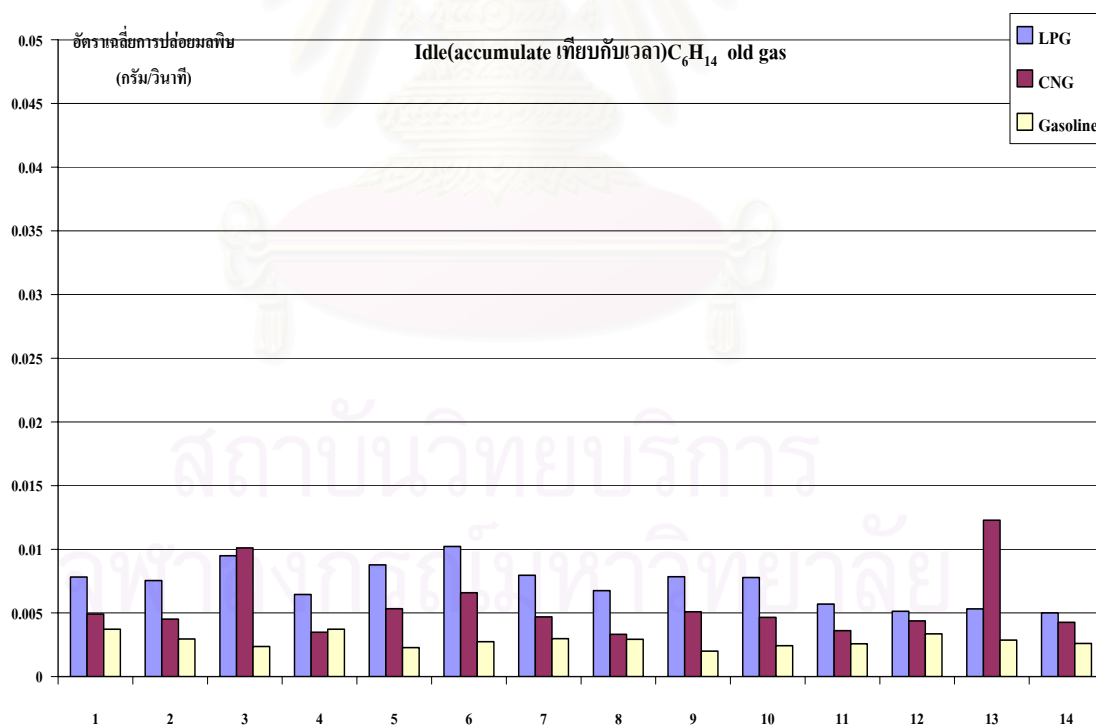


รูปที่ 5-78 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ CO เฉลี่ยในช่วงเดินเบา



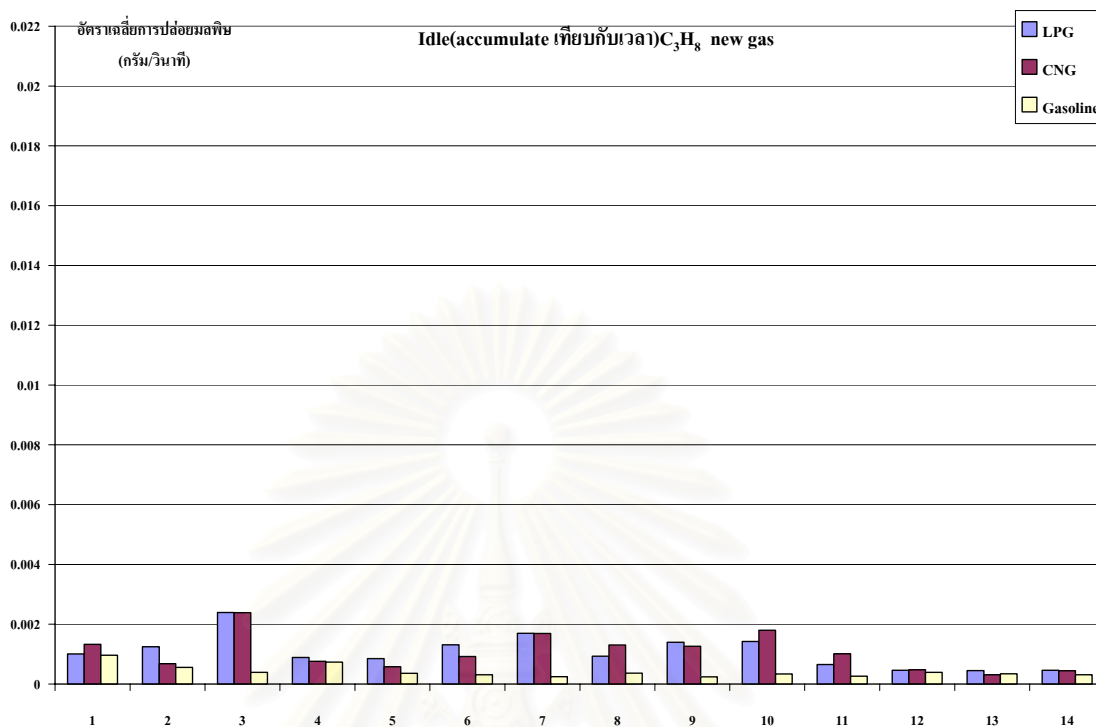


รูปที่ 5-79 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ CO<sub>2</sub> เฉลี่ยในช่วงเดินเบา

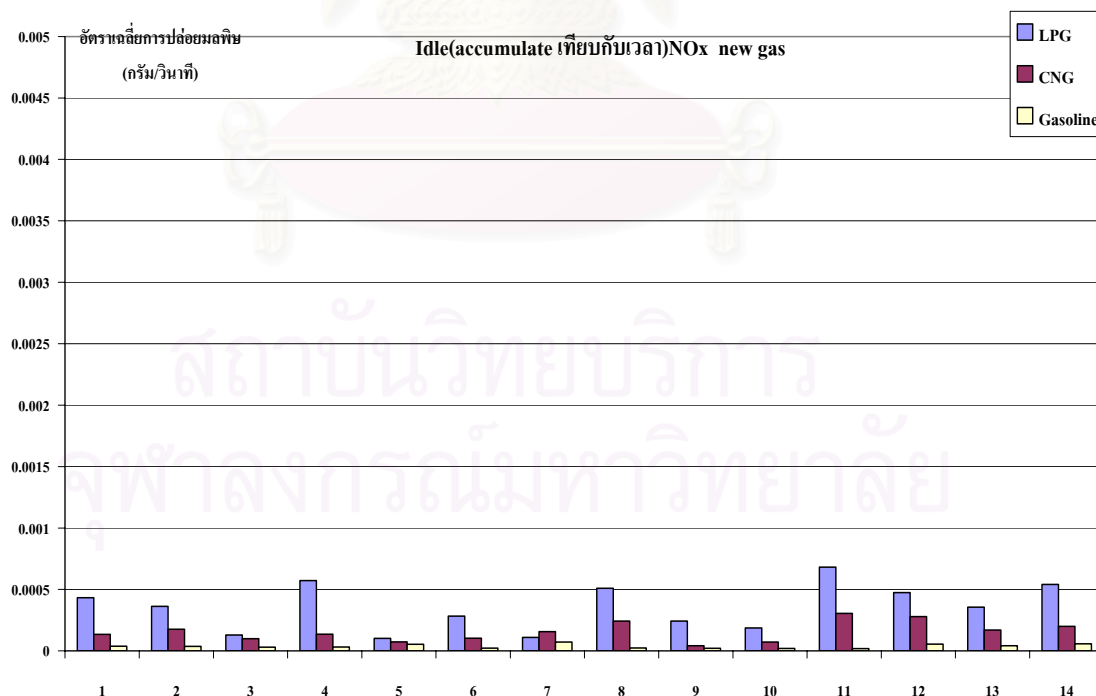


ที่ 5-80 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ C<sub>6</sub>H<sub>14</sub> เฉลี่ยในช่วงเดินเบา

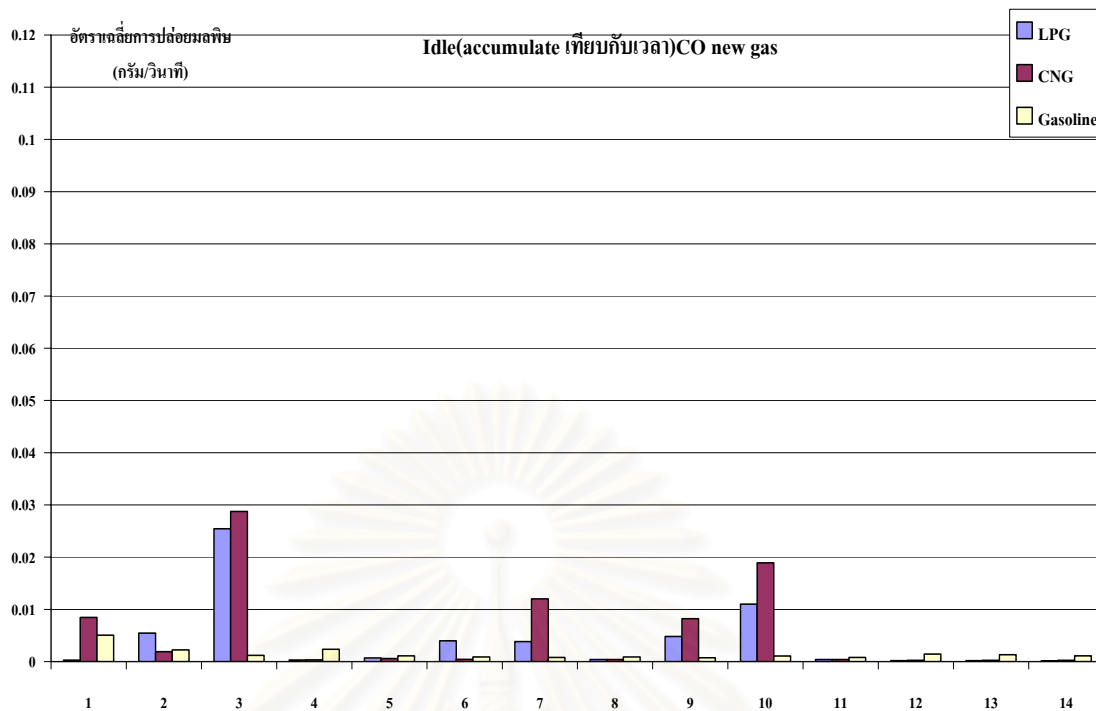
- ผลที่ได้จากการทดสอบครั้งที่ 2



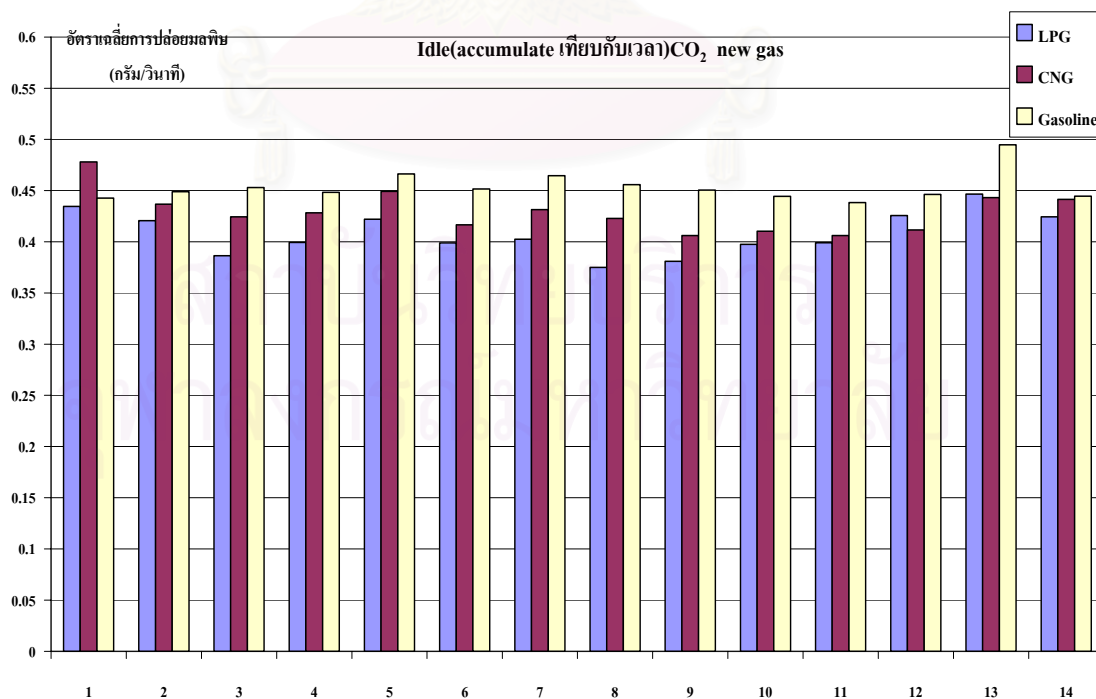
ที่ 5-81 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ C<sub>3</sub>H<sub>8</sub> เฉลี่ยในช่วงเดินเบา



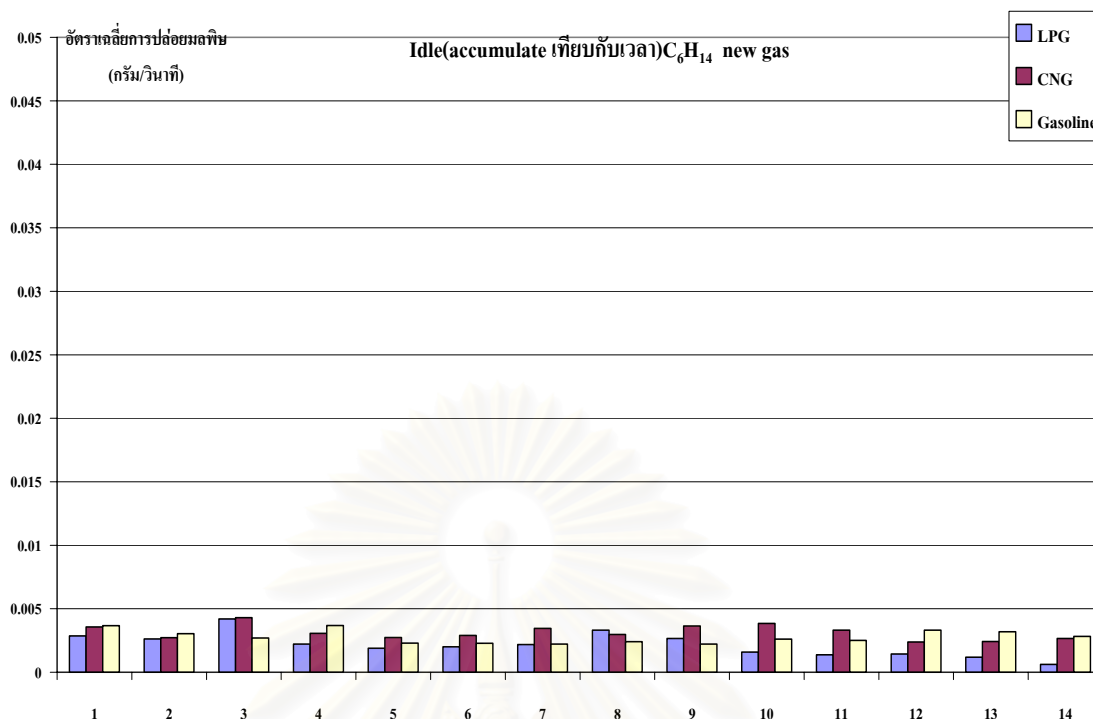
ที่ 5-82 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ NO<sub>x</sub> เฉลี่ยในช่วงเดินเบา



ที่ 5-83 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ CO เฉลี่ยในช่วงเดินเบา



ที่ 5-84 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ CO<sub>2</sub> เฉลี่ยในช่วงเดินเบา



ที่ 5-85 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ C<sub>6</sub>H<sub>14</sub> เฉลี่ยในช่วงเดินเบา

จากการวิเคราะห์กราฟจากรูปที่ 5-76 ถึง รูปที่ 5-85 ช่วงอัตราการเดินเบาในกลุ่มลักษณะการขับขี่ที่ 1, 3 และ 5 ในการทดสอบครั้งที่ 1 และการทดสอบครั้งที่ 2 พบว่าในแต่ละช่วงการเดินเบาตลอดการทดสอบเกิดค่าไฮโดรคาร์บอนที่ใกล้เคียงกัน เมื่อเทียบระหว่างสามเชื้อเพลิงจะพบว่าแนวโน้มความแตกต่างเหมือนกันในเกือบทุกช่วง โดยเฉพาะในการทดสอบครั้งที่ 2 จำนวนช่วงที่นำมาพิจารณาพบว่าได้ปริมาณไฮโดรคาร์บอนของเชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติและก๊าซหุงต้มใกล้เคียงกันโดยสูงกว่าไฮโดรคาร์บอนจากก๊าซโซลีน แต่เมื่อพิจารณาเฉพาะเชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติและก๊าซหุงต้มจะพบว่าก๊าซธรรมชาติมีแนวโน้มปริมาณไฮโดรคาร์บอนมากกว่าก๊าซหุงต้มเล็กน้อยในช่วงที่นำมาพิจารณา ซึ่งการที่ไฮโดรคาร์บอนของเชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติและก๊าซหุงต้มสูงกว่าของก๊าซโซลีนเกิดจากปรับตั้งการจ่ายก๊าซของหม้อต้มในสภาวะเดินเบามากเกินไปจึงทำให้ส่วนผสมอากาศกับเชื้อเพลิงหนา

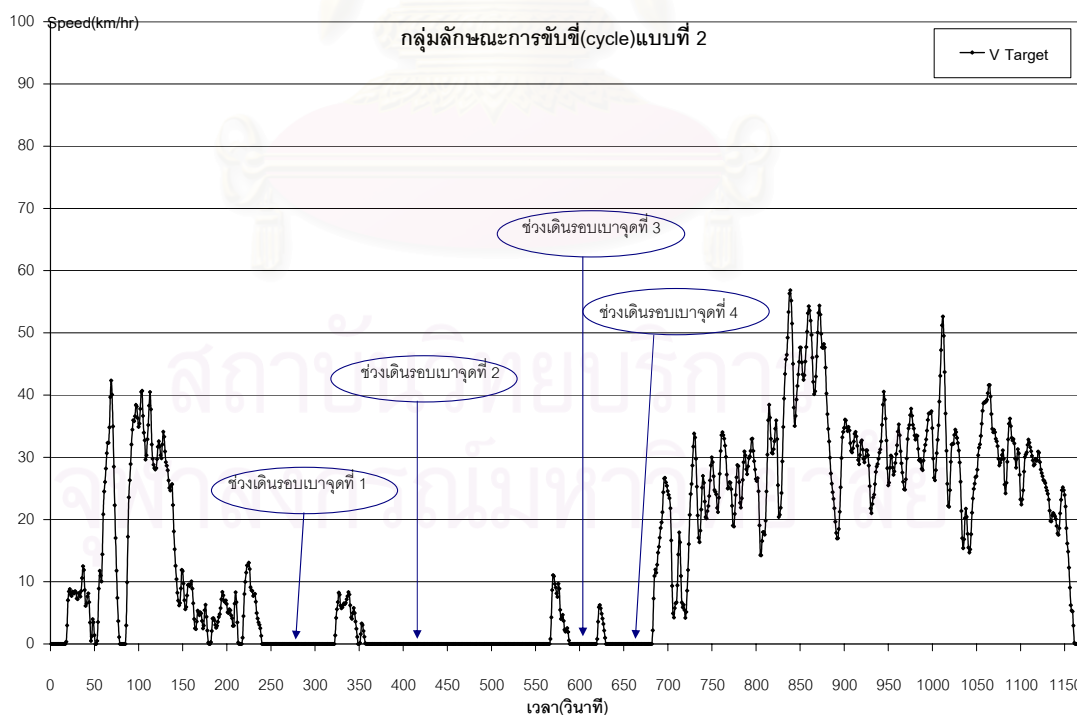
ในส่วน of ค่า NO<sub>x</sub> ในทุกช่วงพิจารณาสภาวะเดินเบาเมื่อเปรียบเทียบ พบแนวโน้มความแตกต่างกันน้อยมาก โดยที่ NO<sub>x</sub> ของเชื้อเพลิงก๊าซหุงต้ม เชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติและเชื้อเพลิงก๊าซโซลีน มีปริมาณใกล้เคียงกันมาก ซึ่งการที่ปริมาณ NO<sub>x</sub> ของเชื้อเพลิงทั้งสามชนิดมีค่าต่ำและใกล้เคียงกันเป็นผลมาจากที่สภาวะเดินเบาอุณหภูมิการเผาไหม้ต่ำ และตัว Three-way Catalytic

Converter ที่ใช้งานลดปริมาณ NOx ถูกออกแบบมาให้เหมาะสมและทำงานได้ดีที่อุณหภูมิไอเสียสูง(ต้องการอุณหภูมิมากกว่า 300 องศาเซลเซียส[11])

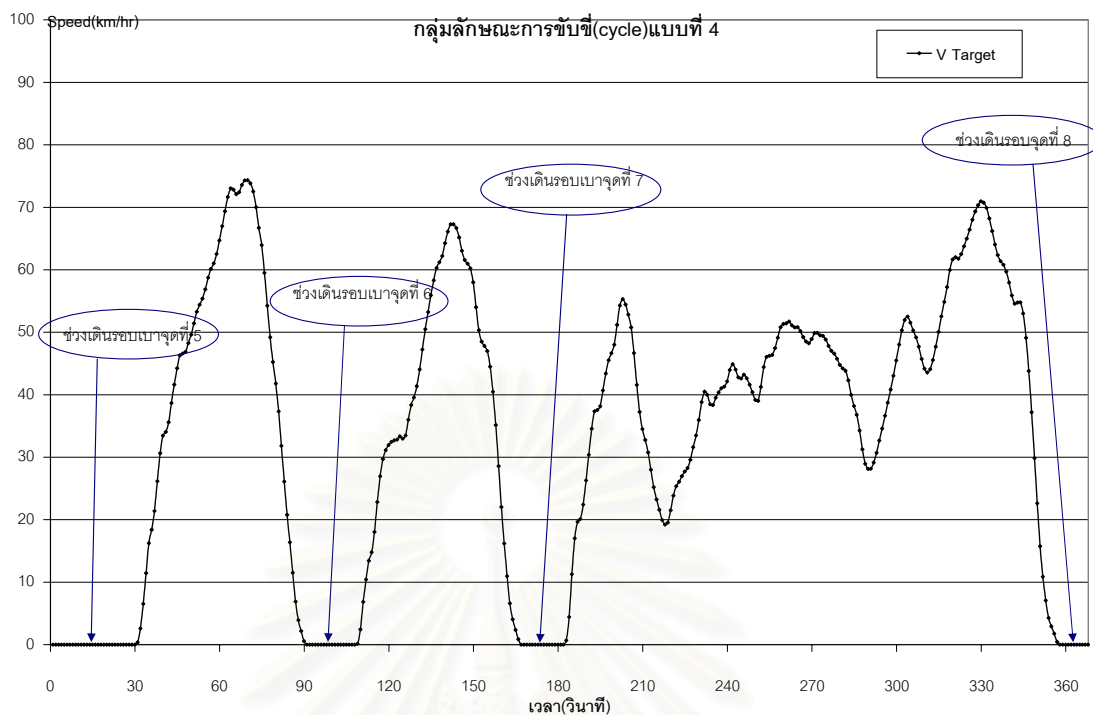
สำหรับปริมาณ CO และปริมาณ CO<sub>2</sub> จากกราฟจะทำให้ทราบได้ว่าแนวโน้มความแตกต่างระหว่างทั้งสามเชื้อเพลิงเป็นไปในทิศทางเดียวกันเกือบทุกช่วงเดินเบา โดยปริมาณ CO ในหลายช่วงเดินเบาจากการทดสอบครั้งที่ 1 เชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติสูงกว่าจากก๊าซหุงต้มและก๊าซโซลีนมาก ซึ่งเป็นผลมาจากในช่วงเดินเบาเชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติและก๊าซหุงต้มทำงานที่ส่วนผสมมากกว่า ในขณะที่บางช่วงเดินเบาจากการทดสอบครั้งที่ 2 ปริมาณ CO ของก๊าซธรรมชาติมากกว่าของก๊าซหุงต้มและก๊าซโซลีนเพียงเล็กน้อย(เกือบเท่ากัน) ส่วนปริมาณ CO<sub>2</sub> ของก๊าซโซลีนในเกือบทุกช่วงเดินเบา มีแนวโน้มมากกว่าของ CNG และ LPG ตามลำดับ

- ช่วงที่ทำการพิจารณา เป็นกลุ่มลักษณะการขับขี่ที่ 2, 4

ในหัวข้อนี้จะแสดงช่วงเดินรอบเบาที่นำมาพิจารณาดูมลพิษตามกลุ่มลักษณะการขับขี่ที่ 2, 4 ดังแสดงในรูปที่ 5-86, 5-87 ตามลำดับ



รูปที่ 5-86 แสดงช่วงเดินรอบเบาที่นำมาพิจารณาในกลุ่มลักษณะการขับขี่ที่ 2



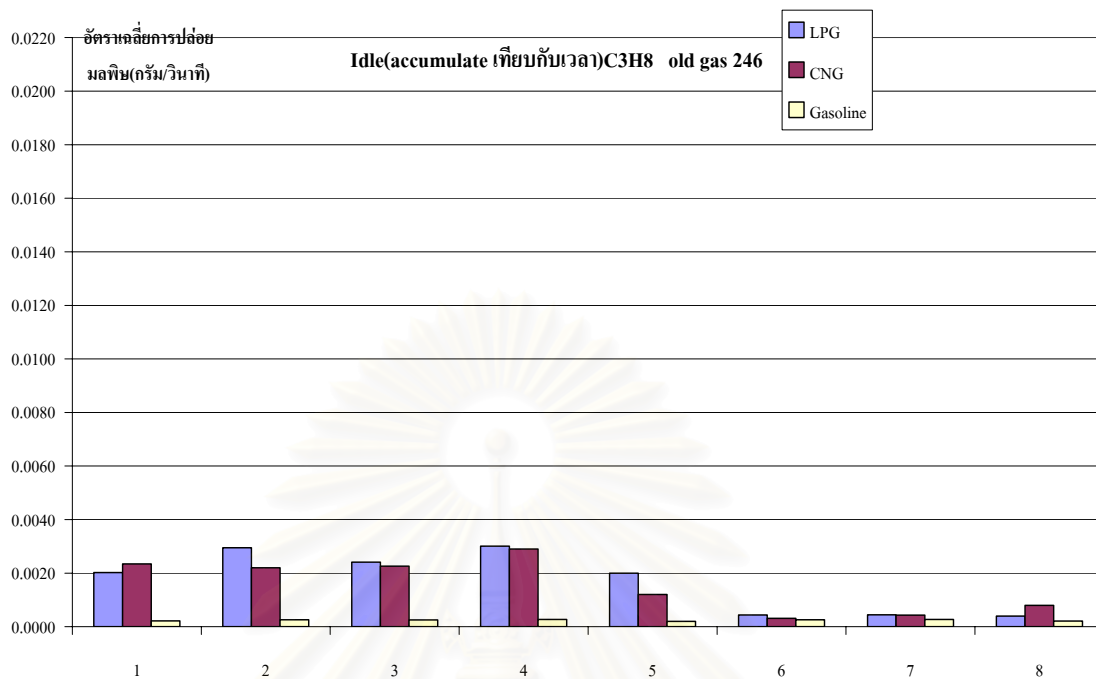
รูปที่ 5-87 แสดงช่วงเดินรอบเบาะที่นำมาพิจารณาในกลุ่มลักษณะการขับขี่ที่ 4

- ผลการเปรียบเทียบเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG

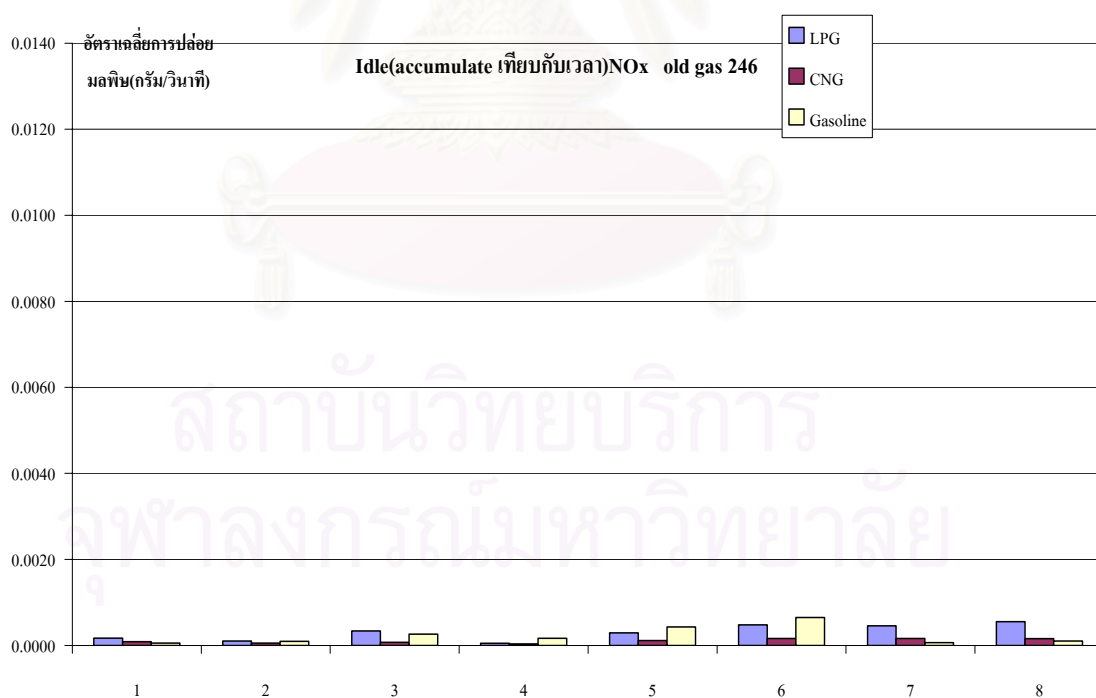
ในหัวข้อนี้แสดงผลการเปรียบเทียบมลพิษของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG โดยค่ามลพิษแสดงเป็นอัตราเฉลี่ยการปล่อยมลพิษ มีหน่วยเป็น กรัม/วินาที ซึ่งบ่งบอกถึงค่าเฉลี่ยของมลพิษที่ออกมาจากรถยนต์ในแต่ละวินาที สำหรับอัตราเฉลี่ยการปล่อยมลพิษคำนวณมาจากข้อมูลมลพิษแบบ Instantaneous โดยนำข้อมูลมาตัดช่วงที่ต้องการพิจารณาแล้วทำการ accumulate ก่อนหาค่าเฉลี่ยต่อเวลาที่ปลดปล่อยมลพิษ

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

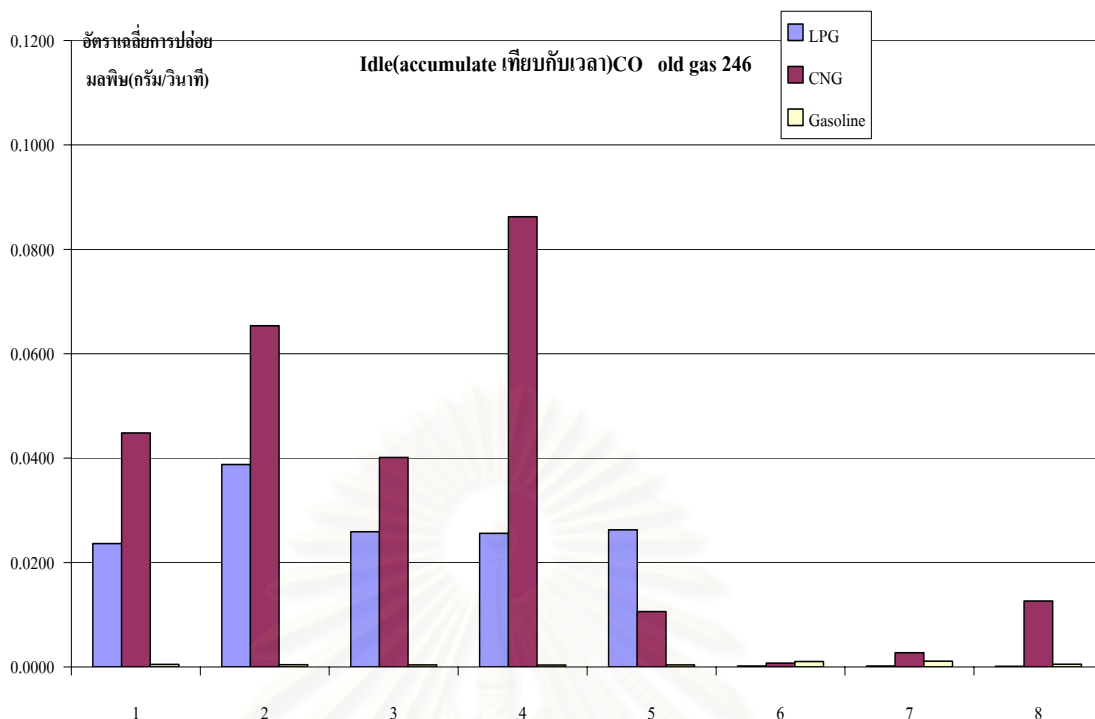
- ผลที่ได้จากการทดสอบครั้งที่ 1



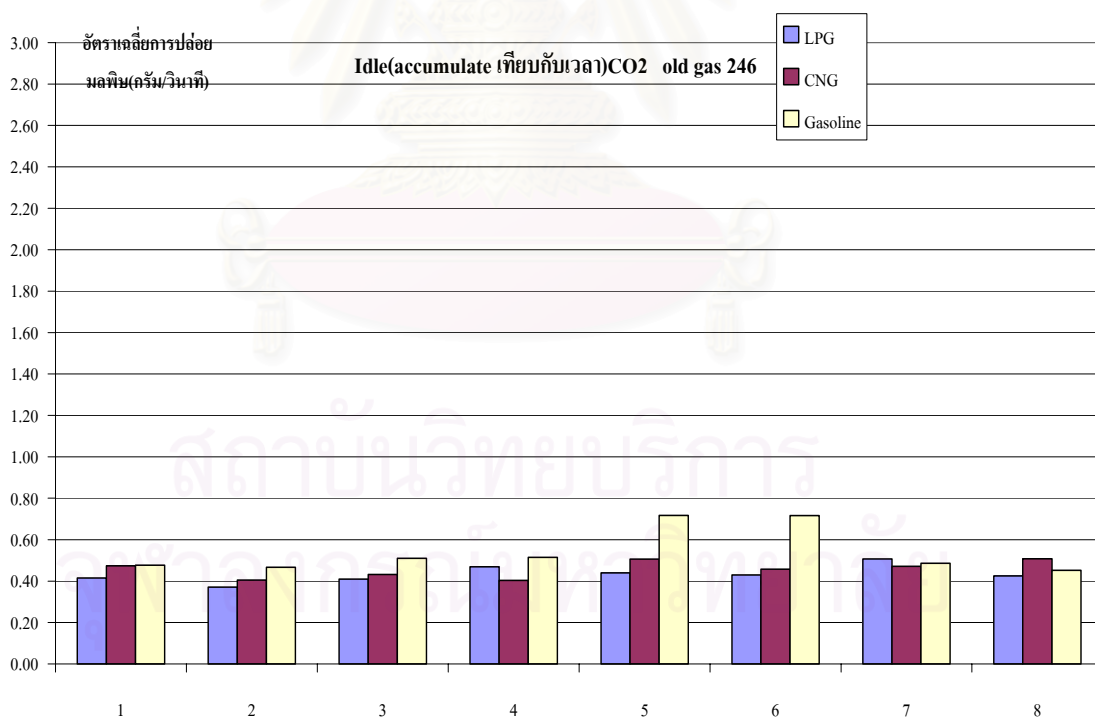
ที่ 5-88 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ C<sub>3</sub>H<sub>8</sub> เฉลี่ยในช่วงเดินเบา



ที่ 5-89 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ NO<sub>x</sub> เฉลี่ยในช่วงเดินเบา

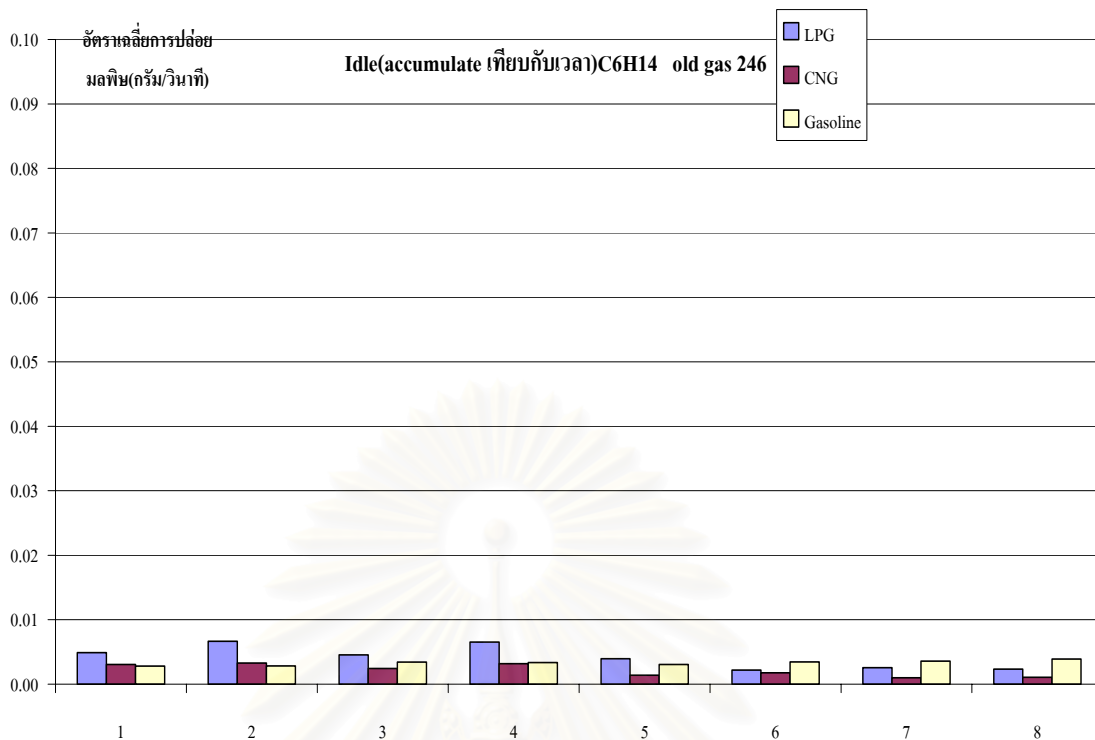


ที่ 5-90 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ CO เฉลี่ยในช่วงเดินเบา



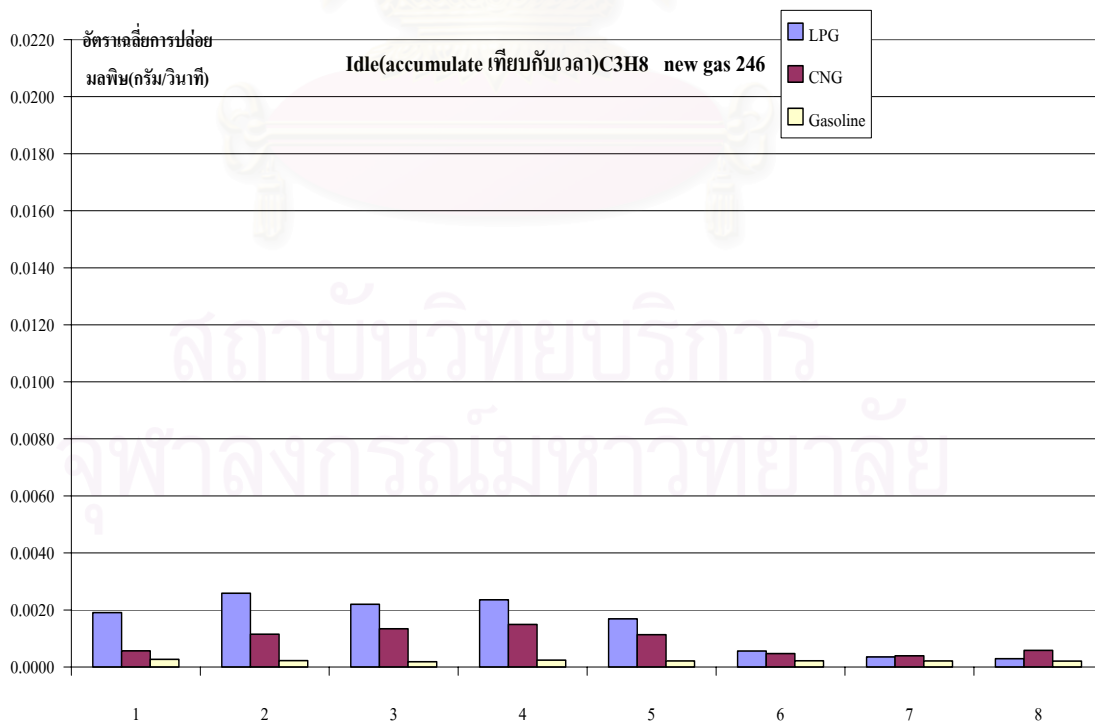
ที่ 5-91 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ CO<sub>2</sub> เฉลี่ยในช่วงเดินเบา



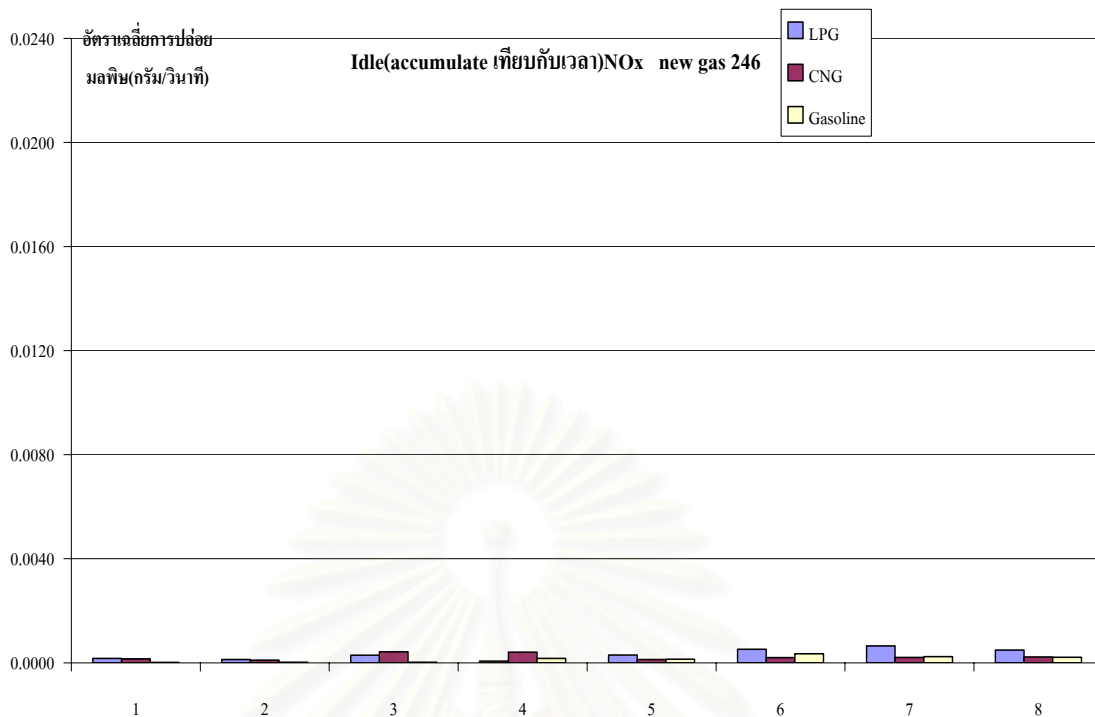


ที่ 5-92 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ C<sub>6</sub>H<sub>14</sub> เฉลี่ยในช่วงเดินเบา

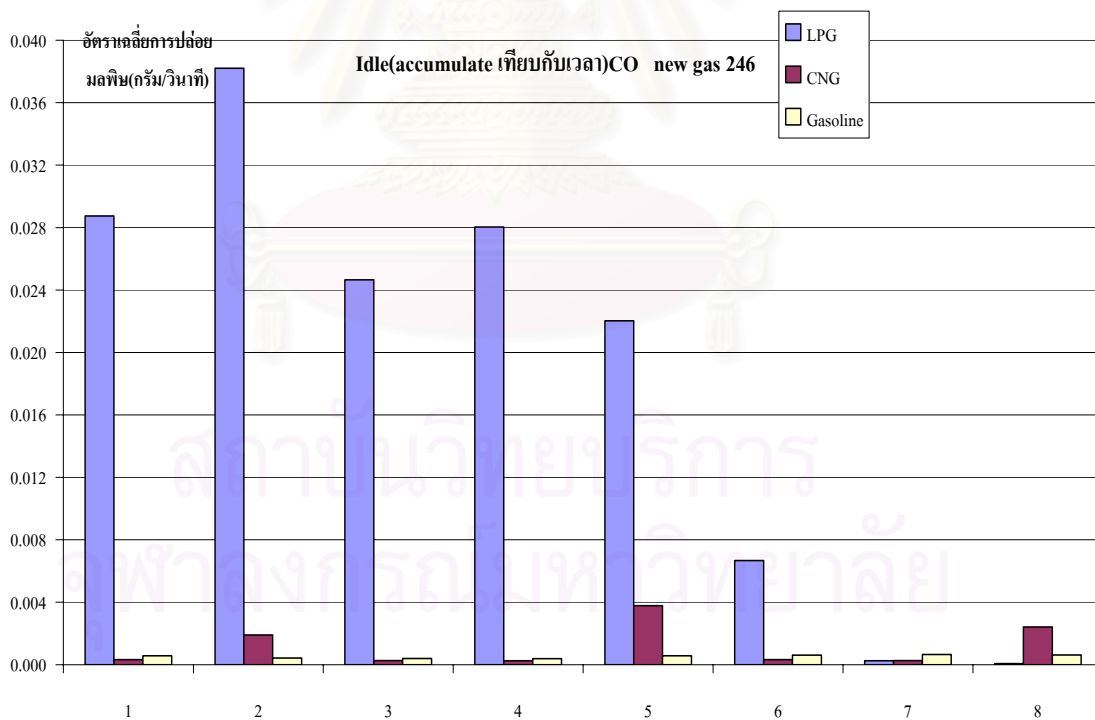
- ผลที่ได้จากการทดสอบครั้งที่ 2



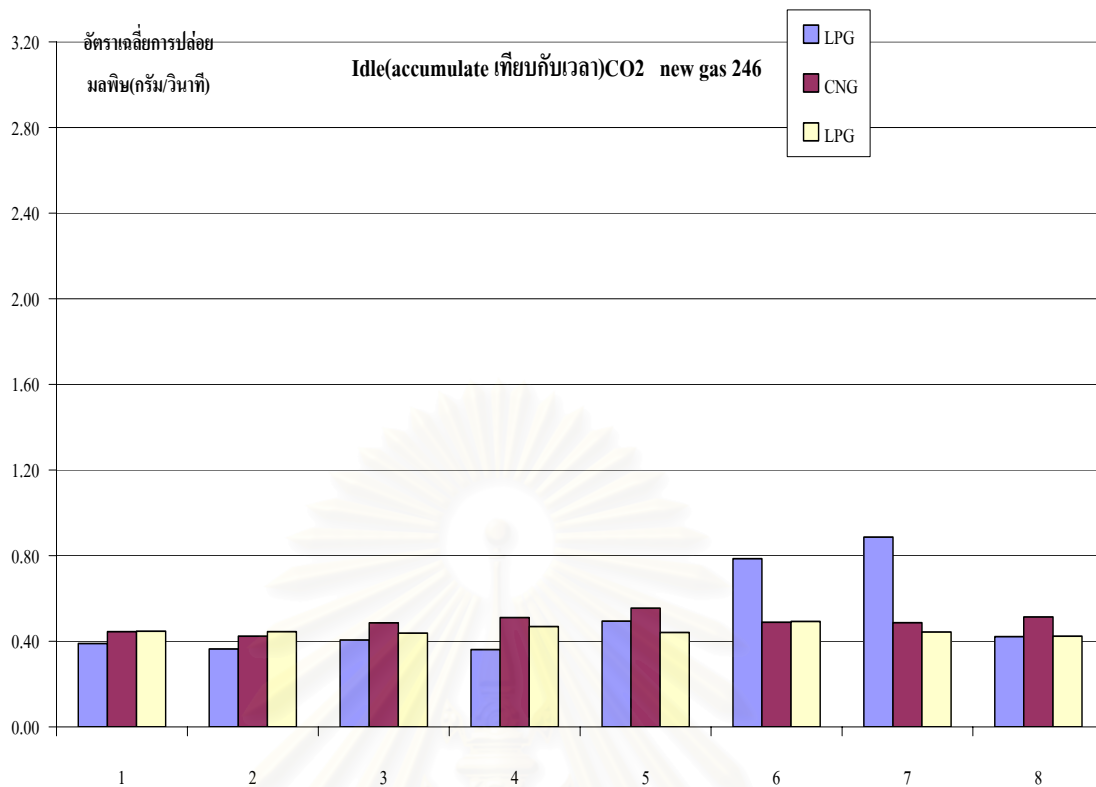
ที่ 5-93 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ C<sub>3</sub>H<sub>8</sub> เฉลี่ยในช่วงเดินเบา



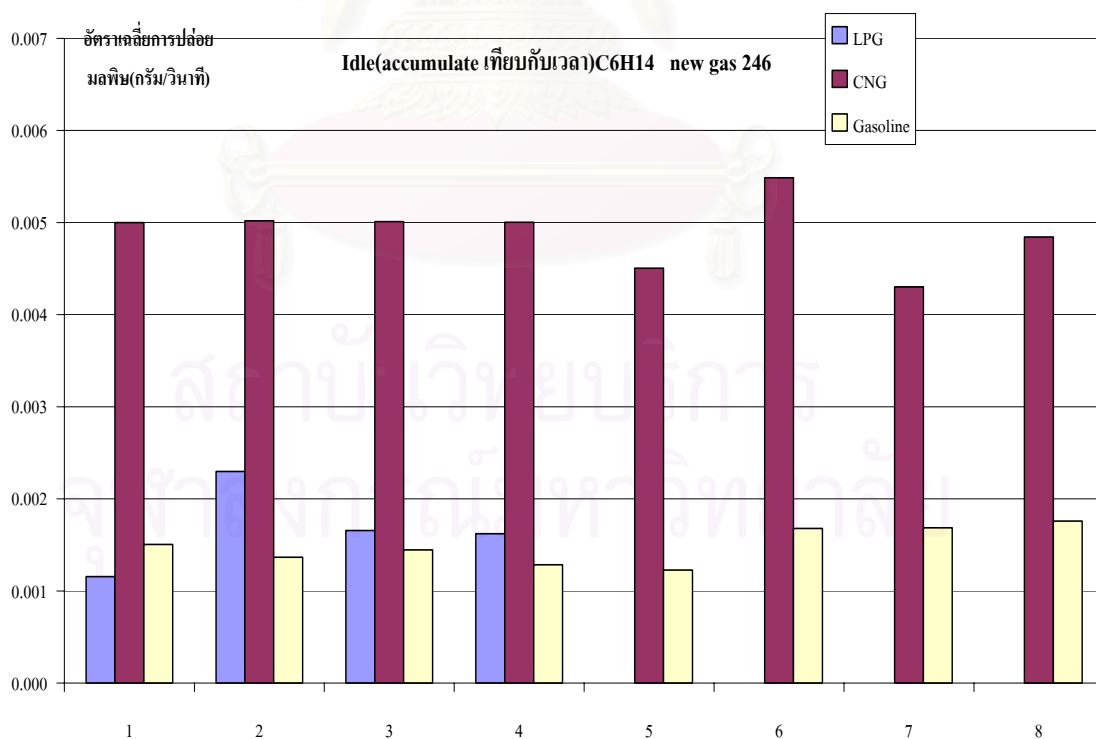
ที่ 5-94 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ NOx เฉลี่ยในช่วงเดินเบา



ที่ 5-95 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ CO เฉลี่ยในช่วงเดินเบา



ที่ 5-96 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ CO<sub>2</sub> เฉลี่ยในช่วงเดินเบา



ที่ 5-97 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ C<sub>6</sub>H<sub>14</sub> เฉลี่ยในช่วงเดินเบา

จากการวิเคราะห์กราฟจากรูปที่ 5-88 ถึง รูปที่ 5-97 ช่วงอัตราการเดินเบาในกลุ่มลักษณะการขับที่ 2 และ 4 ในการทดสอบครั้งที่ 1 และการทดสอบครั้งที่ 2 พบว่าในแต่ละช่วงการเดินเบาทลอดการทดสอบเกิดค่าไฮโดรคาร์บอนที่ใกล้เคียงกัน เมื่อเทียบระหว่างสามเชื้อเพลิงจะพบว่าแนวโน้มความแตกต่างเหมือนกันในเกือบทุกช่วง โดยเฉพาะในการทดสอบครั้งที่ 2 จำนวนช่วงที่นำมาพิจารณาพบว่าได้ปริมาณไฮโดรคาร์บอนของเชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติและก๊าซหุงต้มใกล้เคียงกันโดยสูงกว่าไฮโดรคาร์บอนจากก๊าซโซลีน แต่เมื่อพิจารณาเฉพาะเชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติและก๊าซหุงต้มจะพบว่าก๊าซธรรมชาติมีแนวโน้มปริมาณไฮโดรคาร์บอนมากกว่าก๊าซหุงต้มเล็กน้อยในช่วงที่นำมาพิจารณา ซึ่งการที่ไฮโดรคาร์บอนของเชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติและก๊าซหุงต้มสูงกว่าของก๊าซโซลีนเกิดจากการปรับตั้งการจ่ายก๊าซของหม้อต้มในสภาวะเดินเบามากเกินไปจึงทำให้ส่วนผสมอากาศกับเชื้อเพลิงหนา

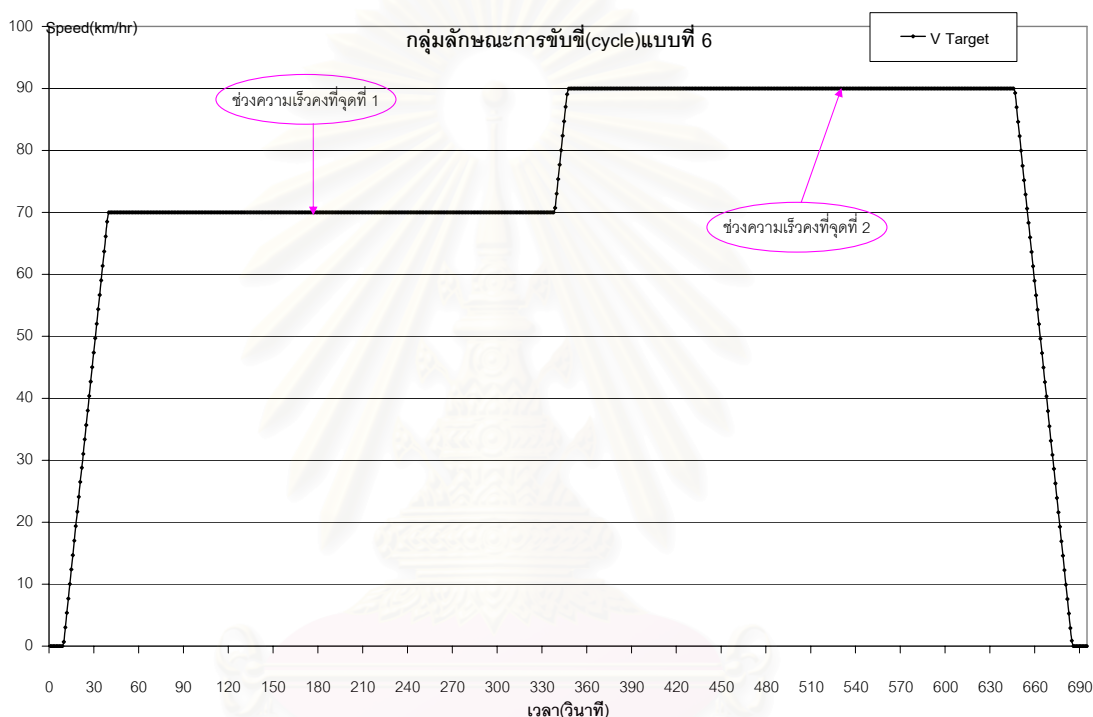
ในส่วนของคุณค่า NOx ในทุกช่วงพิจารณาสภาวะเดินเบาเมื่อเปรียบเทียบ พบแนวโน้มความแตกต่างกันน้อยมาก โดยที่ NOx ของเชื้อเพลิงก๊าซหุงต้ม เชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติและเชื้อเพลิงก๊าซโซลีน มีปริมาณใกล้เคียงกันมาก ซึ่งการที่ปริมาณ NOx ของเชื้อเพลิงทั้งสามชนิดมีค่าต่ำและใกล้เคียงกันเป็นผลมาจากที่สภาวะเดินเบาคุณหม้อการเผาไหม้ต่ำ และตัว Three-way Catalytic Converter ที่ใช้งานลดปริมาณ NOx ถูกออกแบบมาให้เหมาะสมและทำงานได้ดีที่คุณหม้อไอเสียสูง

สำหรับปริมาณ CO และปริมาณ CO<sub>2</sub> จากกราฟจะทำให้ทราบได้ว่าแนวโน้มความแตกต่างระหว่างทั้งสามเชื้อเพลิงเป็นไปในทิศทางเดียวกันในบางช่วงเดินเบา โดยปริมาณ CO ในหลายช่วงเดินเบาจากการทดสอบครั้งที่ 1 เชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติสูงกว่าจากก๊าซหุงต้มและก๊าซโซลีนมาก ซึ่งเป็นผลมาจากในช่วงเดินเบาเชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติและก๊าซหุงต้มทำงานที่ส่วนผสมหนากว่า ในขณะที่บางช่วงเดินเบาจากการทดสอบครั้งที่ 2 ปริมาณ CO ของก๊าซหุงต้มมากกว่าของก๊าซธรรมชาติและก๊าซโซลีน ส่วนปริมาณ CO<sub>2</sub> ของก๊าซโซลีนในเกือบทุกช่วงเดินเบา มีแนวโน้มใกล้เคียงกับของ CNG และ LPG

### 5.2.2.3.2 ช่วงความเร็วคงที่

- ช่วงที่ทำการพิจารณา เป็นกลุ่มลักษณะการขับขี่ที่ 6

ในหัวข้อนี้จะแสดงช่วงความเร็วคงที่ที่นำมาพิจารณาดูมลพิษตามกลุ่มลักษณะการขับขี่ที่ 6 ดังแสดงในรูปที่ 5-98

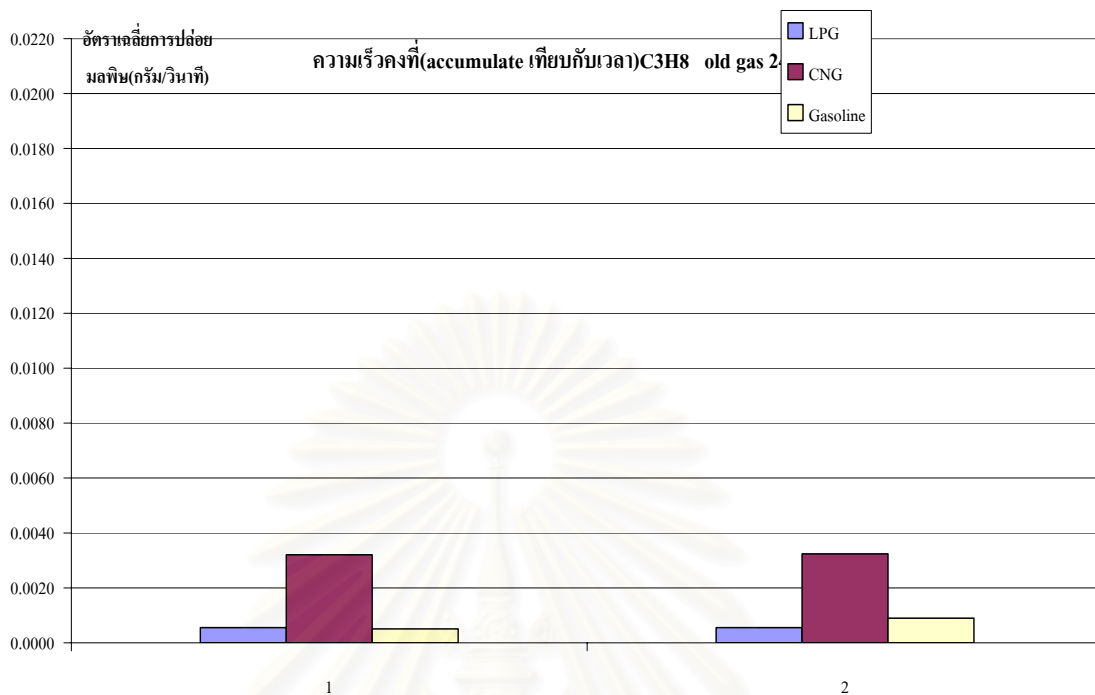


รูปที่ 5-98 แสดงช่วงความเร็วคงที่ที่นำมาพิจารณาในกลุ่มลักษณะการขับขี่ที่ 6

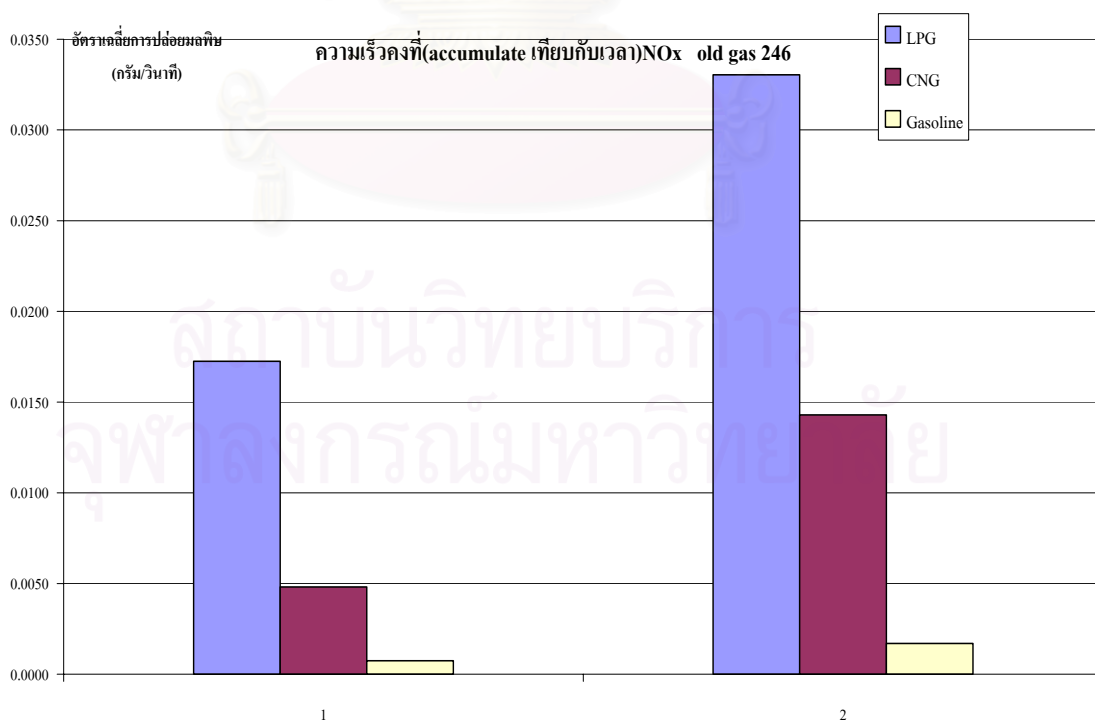
- ผลการเปรียบเทียบเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG

ในหัวข้อนี้แสดงผลการเปรียบเทียบมลพิษของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG โดยค่ามลพิษแสดงเป็นอัตราเฉลี่ยการปล่อยมลพิษ มีหน่วยเป็น กรัม/วินาที ซึ่งบ่งบอกถึงค่าเฉลี่ยของมลพิษที่ออกมาจากรถยนต์ในแต่ละวินาที สำหรับอัตราเฉลี่ยการปล่อยมลพิษคำนวณมาจากข้อมูลมลพิษแบบ Instantaneous โดยนำข้อมูลมาตัดช่วงที่ต้องการพิจารณาแล้วทำการ accumulate ก่อนหาค่าเฉลี่ยต่อเวลาที่ปลดปล่อยมลพิษ

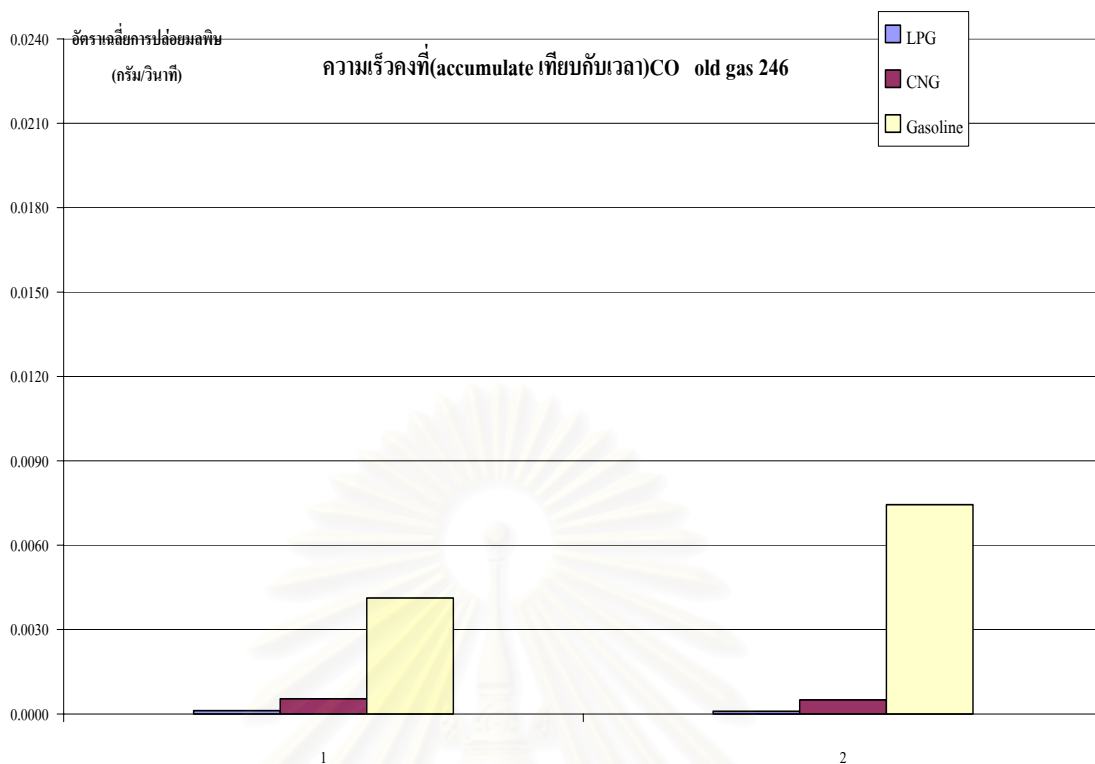
- ผลที่ได้จากการทดสอบครั้งที่ 1



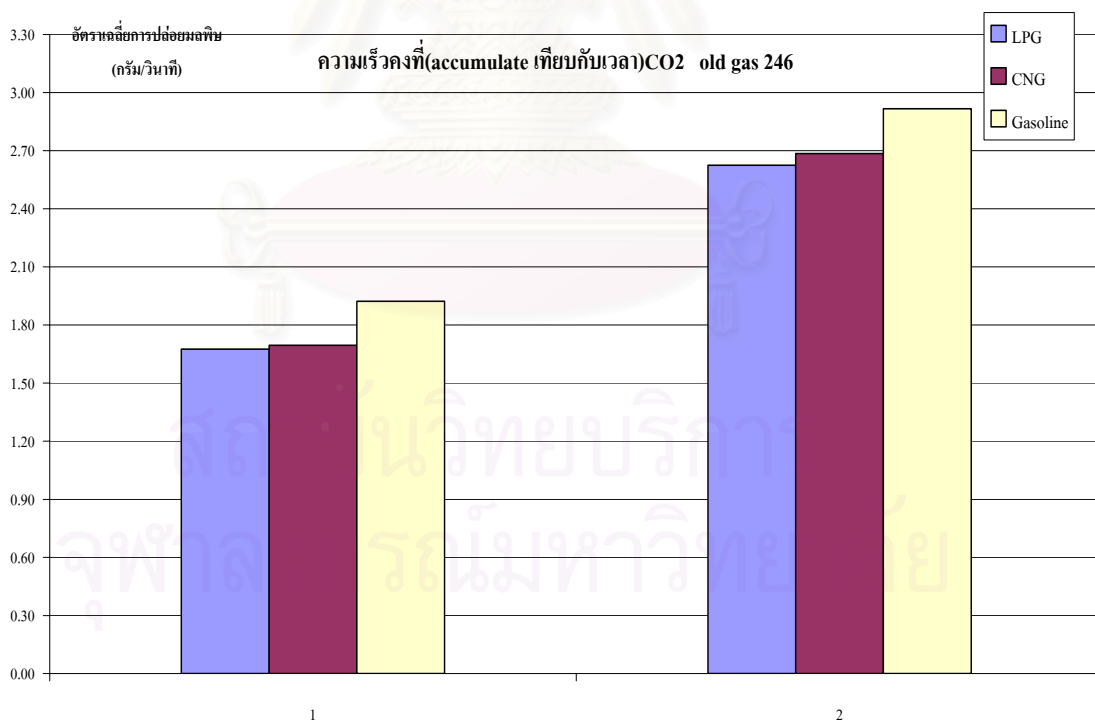
รูปที่ 5-99 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ  $C_3H_8$  เฉลี่ยในช่วงความเร็วคงที่



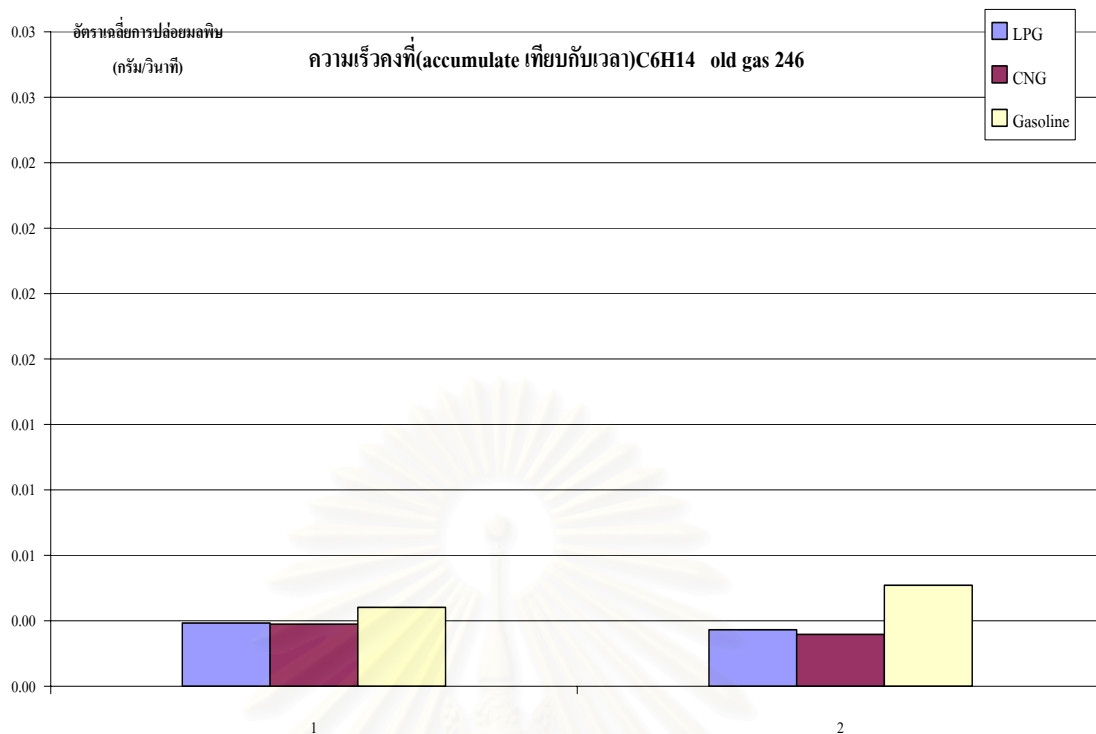
รูปที่ 5-100 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ  $NO_x$  เฉลี่ยในช่วงความเร็วคงที่



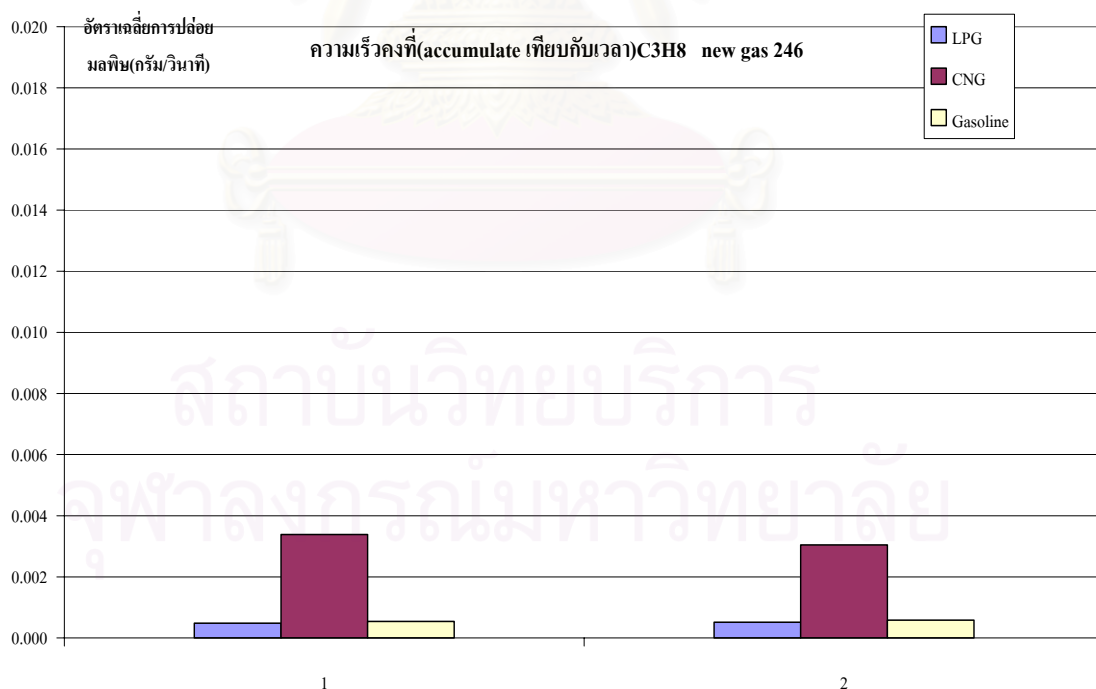
รูปที่ 5-101 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ CO เฉลี่ยในช่วงความเร็วคงที่



รูปที่ 5-102 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ CO<sub>2</sub> เฉลี่ยในช่วงความเร็วคงที่

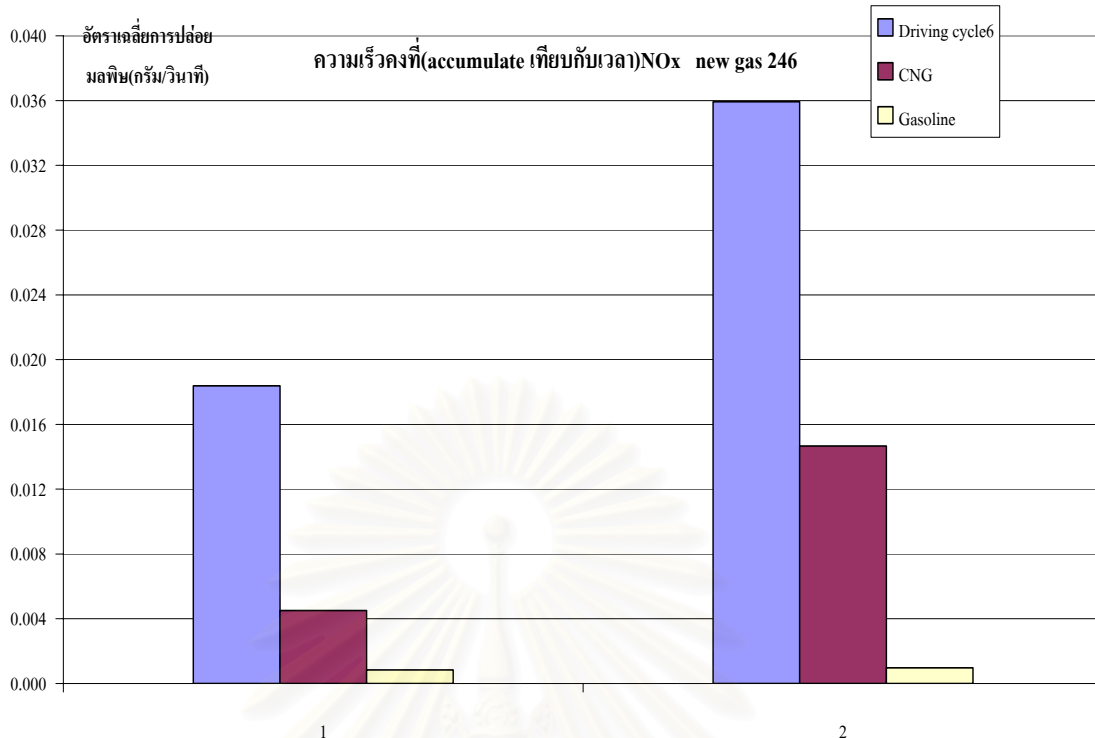


รูปที่ 5-103 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ C<sub>6</sub>H<sub>14</sub> เฉลี่ยในช่วงความเร็วคงที่  
 - ผลที่ได้จากการทดสอบครั้งที่ 2

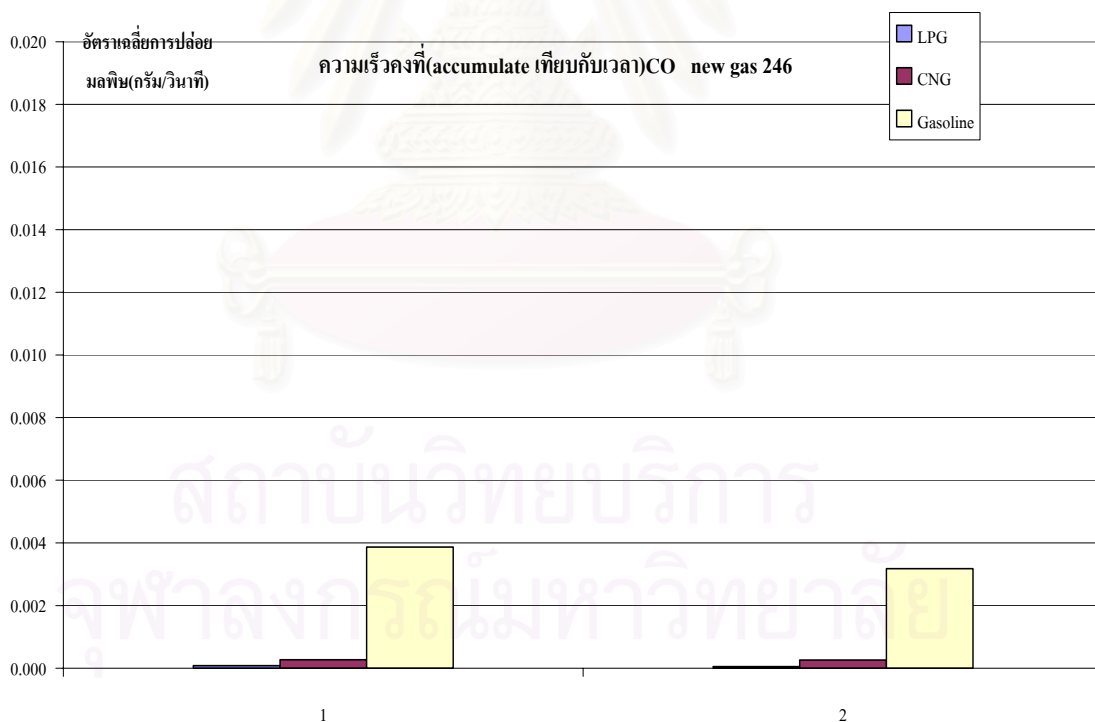


รูปที่ 5-104 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ C<sub>3</sub>H<sub>8</sub> เฉลี่ยในช่วงความเร็วคงที่

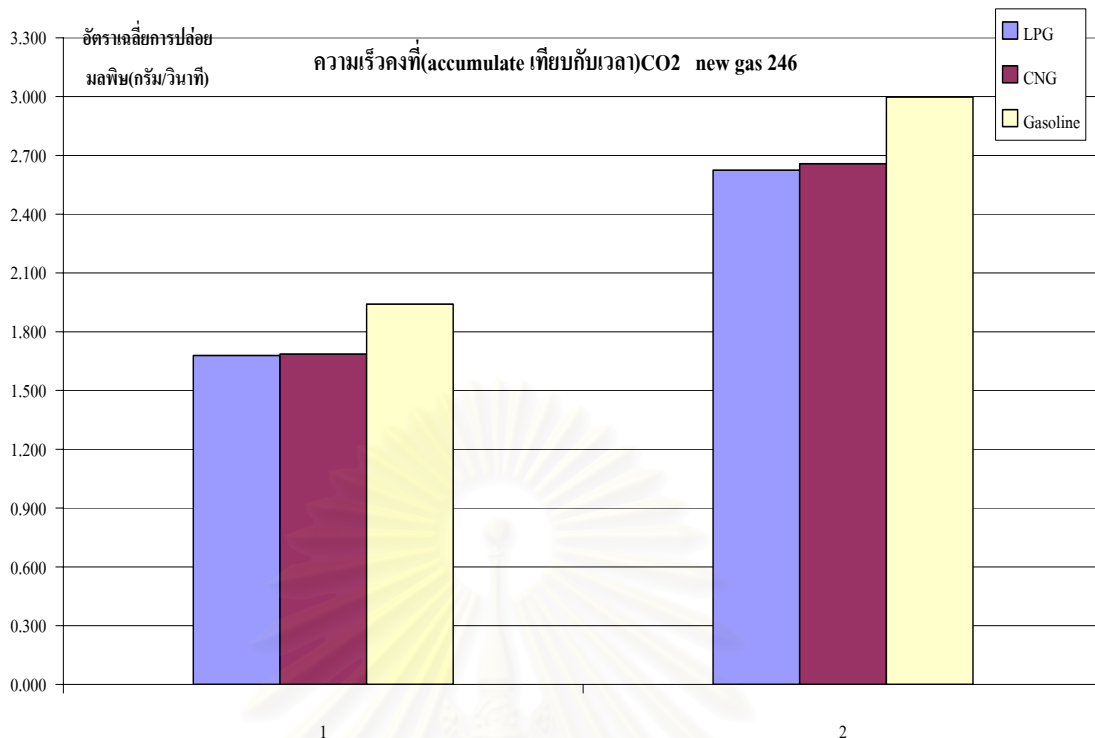




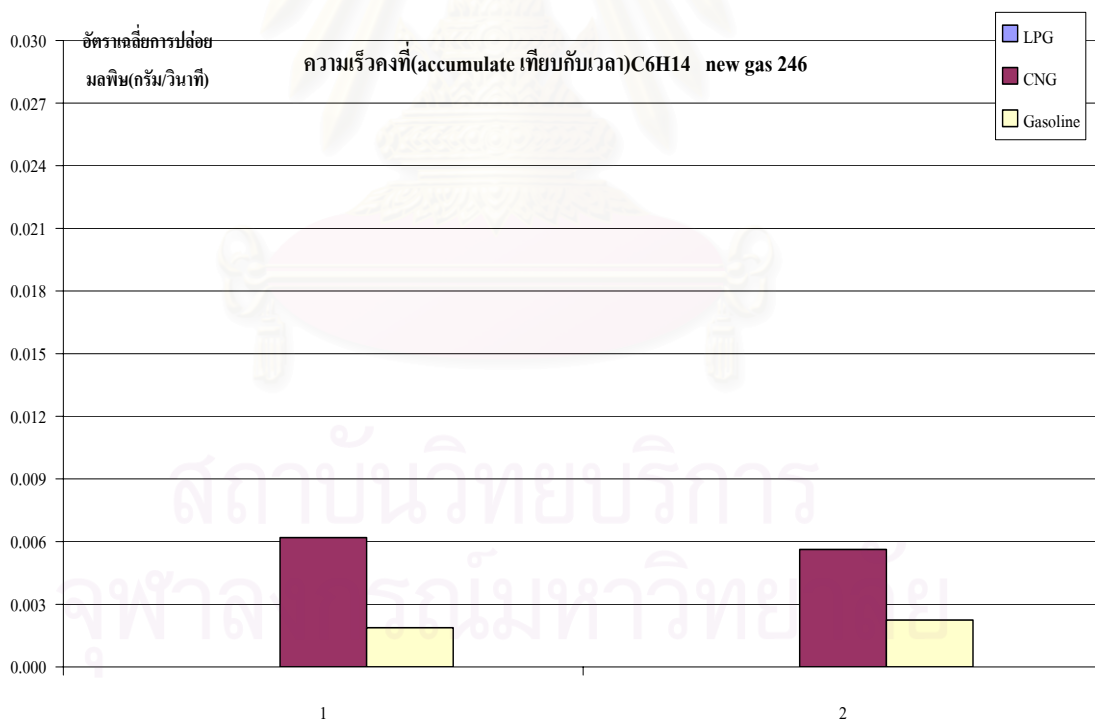
รูปที่ 5-105 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ NOx เฉลี่ยในช่วงความเร็วคงที่



รูปที่ 5-106 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ CO เฉลี่ยในช่วงความเร็วคงที่



รูปที่ 5-107 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ CO<sub>2</sub> เฉลี่ยในช่วงความเร็วคงที่



รูปที่ 5-108 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ C<sub>6</sub>H<sub>14</sub> เฉลี่ยในช่วงความเร็วคงที่

จากการวิเคราะห์กราฟจากรูปที่ 5-99 ถึง รูปที่ 5-108 ช่วงอัตราความเร็วคงที่ในกลุ่มลักษณะการขับปีที่ 6 ในการทดสอบครั้งที่ 1 และการทดสอบครั้งที่ 2 ซึ่งในช่วงแรกเป็นความเร็วคงที่ 70 km/hr ส่วนช่วงที่สองเป็นความเร็วคงที่ 90 km/hr พบว่าทั้งสองช่วงความเร็วคงที่ที่เกิดค่าไฮโดรคาร์บอนที่ยังไม่เผาไหม้(UHC)ใกล้เคียงกัน เมื่อเทียบระหว่างสามเชื้อเพลิงจะพบว่าแนวโน้มความแตกต่างเหมือนกันทั้งสองช่วง โดยปริมาณไฮโดรคาร์บอนของเชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติสูงที่สุด รองลงมาเป็นก๊าซหุงต้มและก๊าซโซลีนที่มีค่าใกล้เคียงกัน จากผลการเปรียบเทียบทั้งสองช่วงทำให้ทราบได้ว่าที่สภาวะความเร็วคงที่เชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติเกิดการเผาไหม้ที่ไม่สมบูรณ์ ซึ่งน่าจะมีส่วนมาจากการที่ความเร็วเปลวไฟของก๊าซธรรมชาติต่ำกว่าก๊าซหุงต้มและก๊าซโซลีนทำให้การเผาไหม้ในเครื่องยนต์เกิดขึ้นหลังจุด TDC จนถึงขณะที่วาล์วไอเสียเปิด

ในส่วน of ค่า NOx ในทุกช่วงพิจารณาที่อัตราความเร็วคงที่เมื่อทำการเปรียบเทียบพบแนวโน้มความแตกต่างตรงกันโดยที่ NOx ของเชื้อเพลิงก๊าซหุงต้มมากที่สุด รองลงมาเป็นเชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติและน้อยสุดเป็นของเชื้อเพลิงก๊าซโซลีน ซึ่งการที่ปริมาณ NOx ของก๊าซโซลีนต่ำสุดเป็นผลมาจากตัว Catalytic Converter ที่ใช้งานลดปริมาณ NOx ถูกออกแบบมาให้เหมาะสมกับเชื้อเพลิงก๊าซโซลีน และเนื่องจากอุณหภูมิไอเสียมีผลต่อการทำงานของตัว Catalytic เพราะฉะนั้นการที่ก๊าซธรรมชาติมีอุณหภูมิไอเสียสูงกว่าของก๊าซหุงต้ม จึงทำให้ตัว Catalytic ทำงานได้ดีกับก๊าซธรรมชาติในการลดปริมาณ NOx

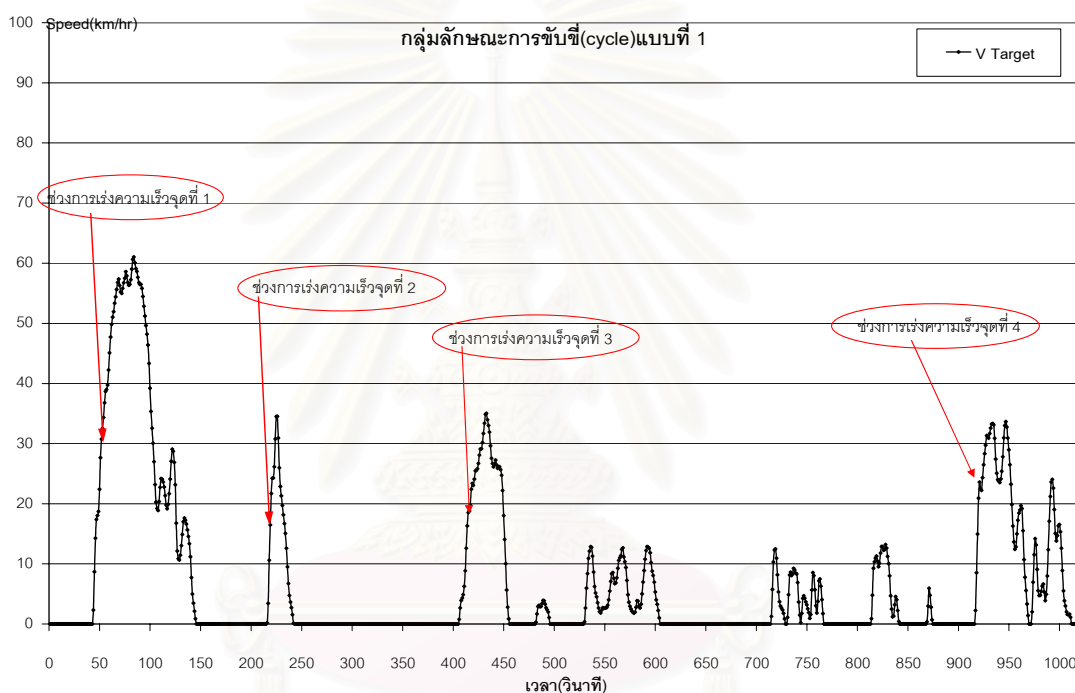
สำหรับปริมาณ CO และปริมาณ CO<sub>2</sub> จากกราฟจะทำให้ทราบได้ว่าแนวโน้มความแตกต่างระหว่างทั้งสามเชื้อเพลิงเป็นไปในทิศทางเดียวกันเกือบทุกช่วงความเร็วคงที่ โดยปริมาณ CO ในทั้งสองช่วงความเร็วคงที่จากเชื้อเพลิงก๊าซโซลีนสูงกว่าจาก CNG และ LPG มาก ซึ่งเป็นผลมาจากในช่วงความเร็วคงที่เชื้อเพลิงก๊าซโซลีนทำงานที่ส่วนผสมมากกว่า ทำให้ปริมาณออกซิเจนไม่เพียงพอในการเกิดปฏิกิริยาที่สมบูรณ์ ส่วนปริมาณ CO<sub>2</sub> ของก๊าซโซลีนในเกือบทุกช่วงความเร็วคงที่มากกว่าของ CNG และ LPG ที่มีค่าใกล้เคียงกัน

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

### 5.2.2.3.3 ช่วงเร่งความเร็ว

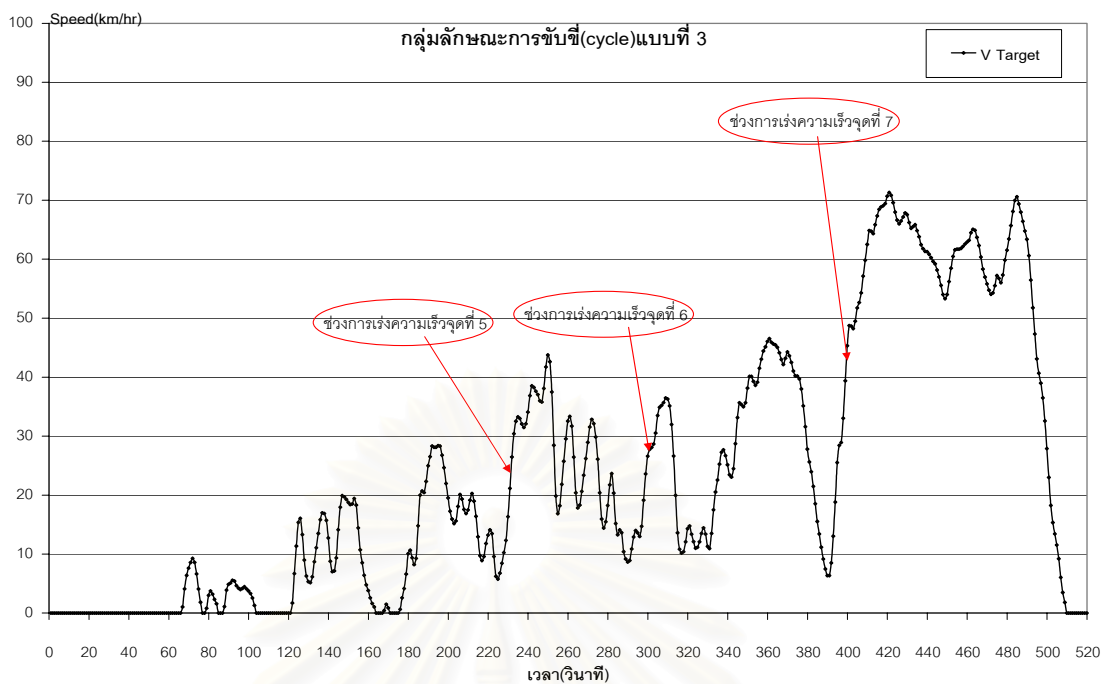
- ช่วงที่ทำการพิจารณา เป็นกลุ่มลักษณะการขับขี่ที่ 1, 3, 5

ในหัวข้อนี้จะแสดงช่วงเร่งความเร็วที่นำมาพิจารณาดูมลพิษตามกลุ่มลักษณะการขับขี่ที่ 1, 3, 5 ดังแสดงในรูปที่ 5-109, 5-110, 5-111 ตามลำดับ

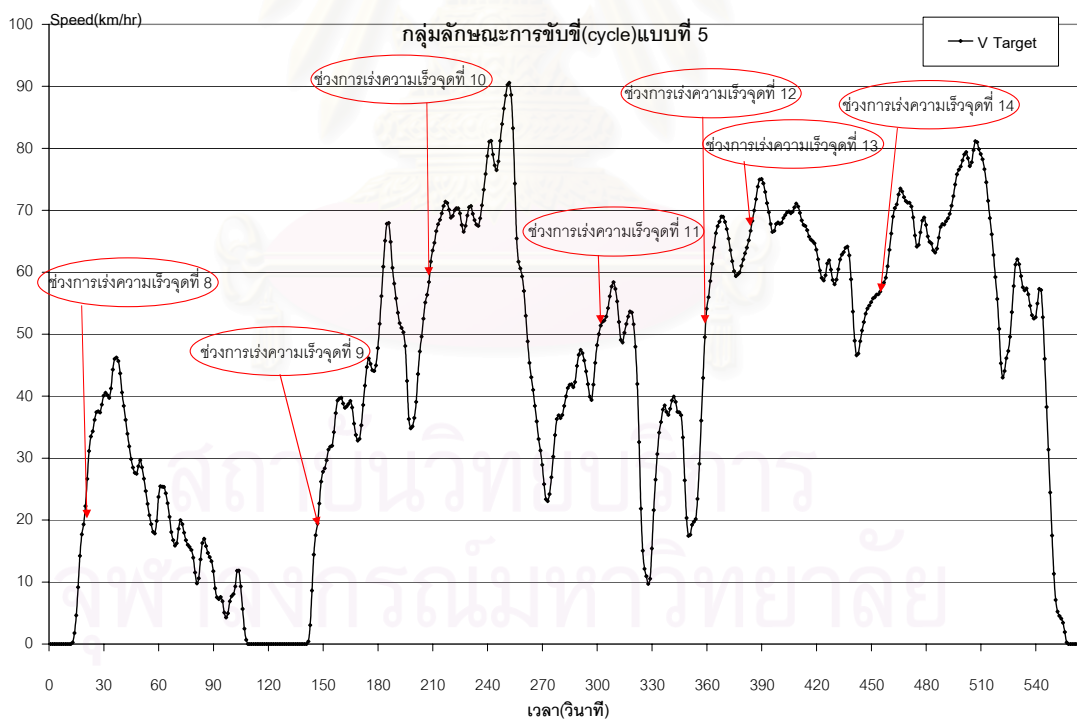


รูปที่ 5-109 แสดงช่วงเร่งความเร็วที่นำมาพิจารณาในกลุ่มลักษณะการขับขี่ที่ 1

สถาบันนวัตกรรมการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 5-110 แสดงช่วงเร่งความเร็วที่นำมาพิจารณาในกลุ่มลักษณะการขับขี่ที่ 3

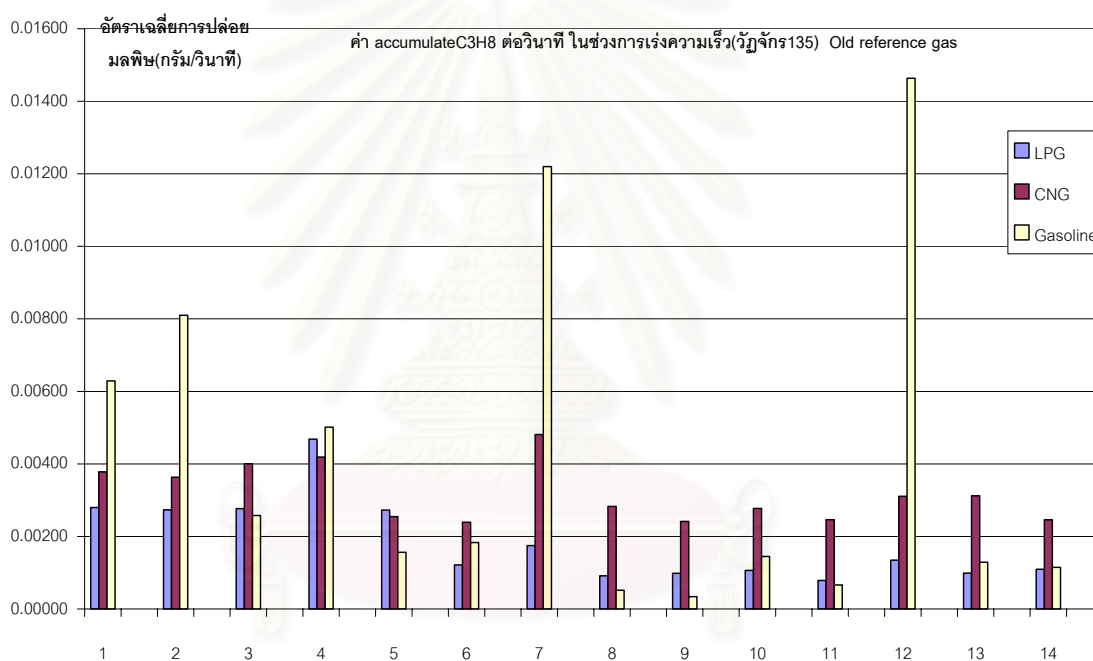


รูปที่ 5-111 แสดงช่วงเร่งความเร็วที่นำมาพิจารณาในกลุ่มลักษณะการขับขี่ที่ 5

- ผลการเปรียบเทียบเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG

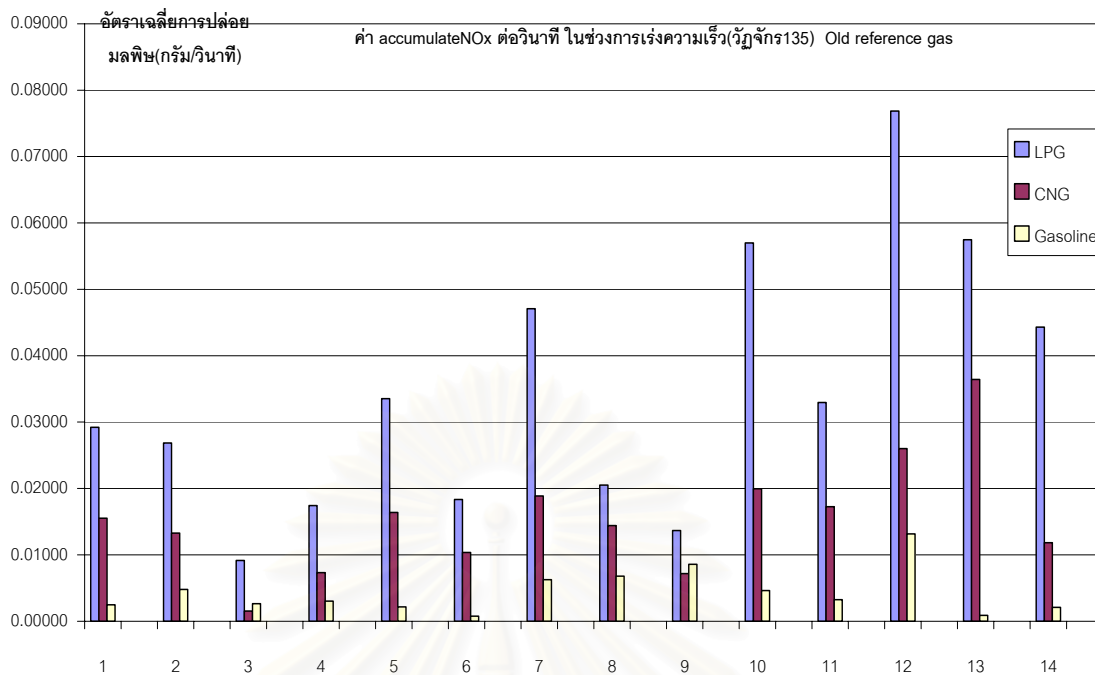
ในหัวข้อนี้แสดงผลการเปรียบเทียบมลพิษของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG โดยค่ามลพิษแสดงเป็นอัตราเฉลี่ยการปล่อยมลพิษ มีหน่วยเป็น กรัม/วินาที ซึ่งบ่งบอกถึงค่าเฉลี่ยของมลพิษที่ออกมาจากรถยนต์ในแต่ละวินาที สำหรับอัตราเฉลี่ยการปล่อยมลพิษคำนวณมาจากข้อมูลมลพิษแบบ Instantaneous โดยนำข้อมูลมาตัดช่วงที่ต้องการพิจารณาแล้วทำการ accumulate ก่อนหาค่าเฉลี่ยต่อเวลาที่ปลดปล่อยมลพิษ

- ผลที่ได้จากการทดสอบครั้งที่ 1

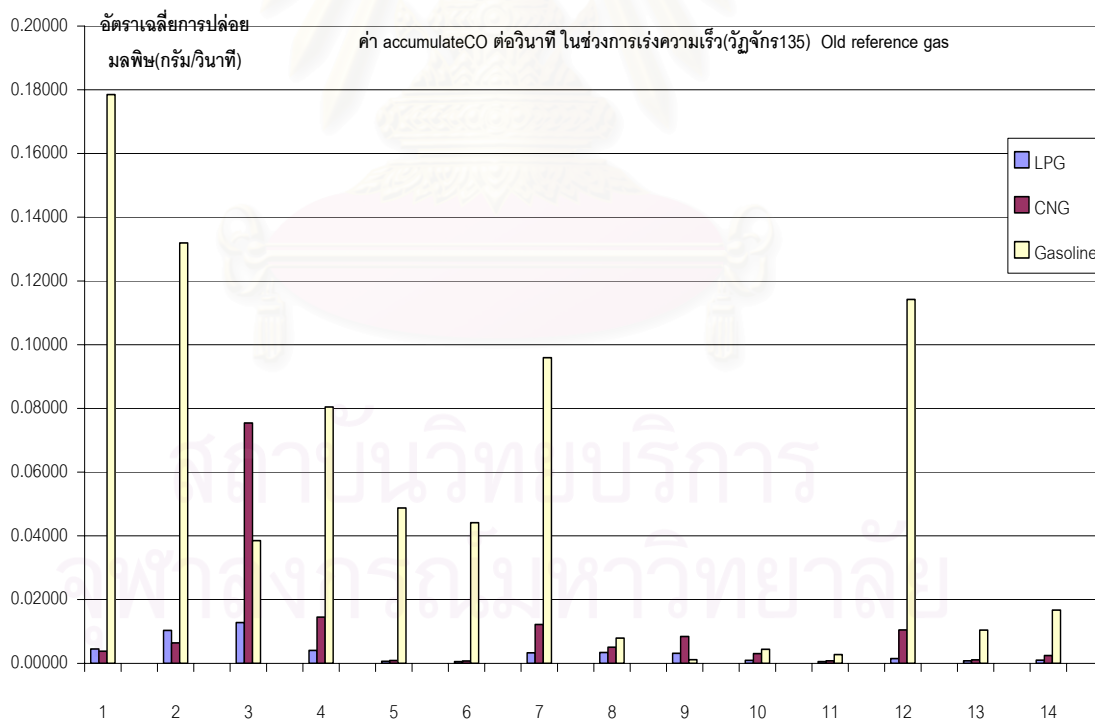


รูปที่ 5-112 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ C<sub>3</sub>H<sub>8</sub> เฉลี่ยในช่วงเร่งความเร็ว

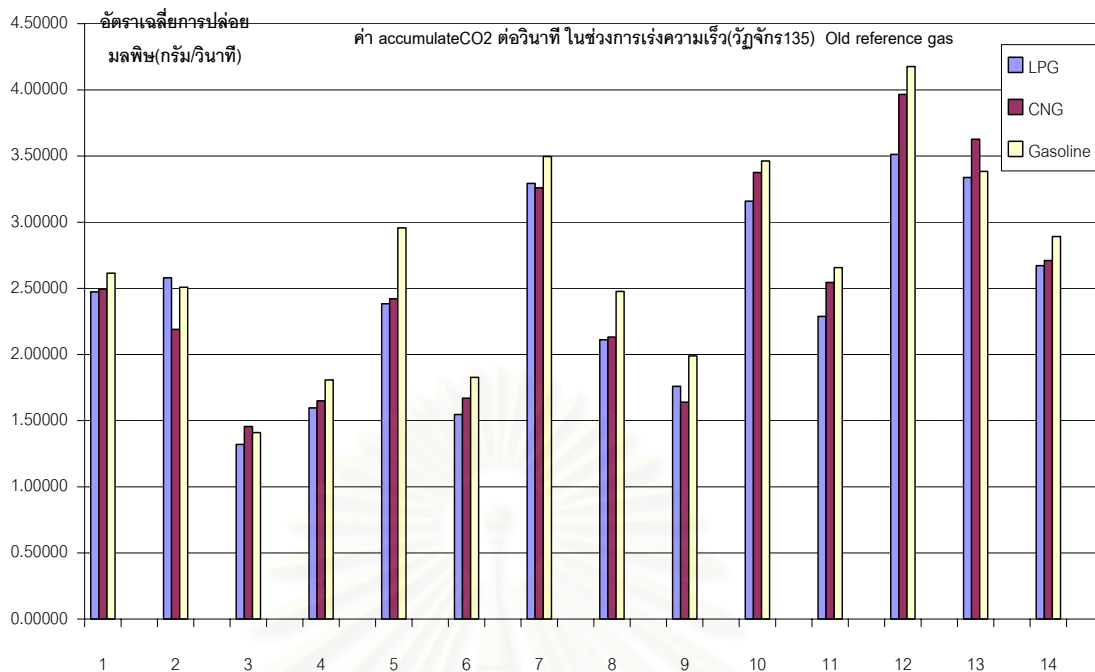
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



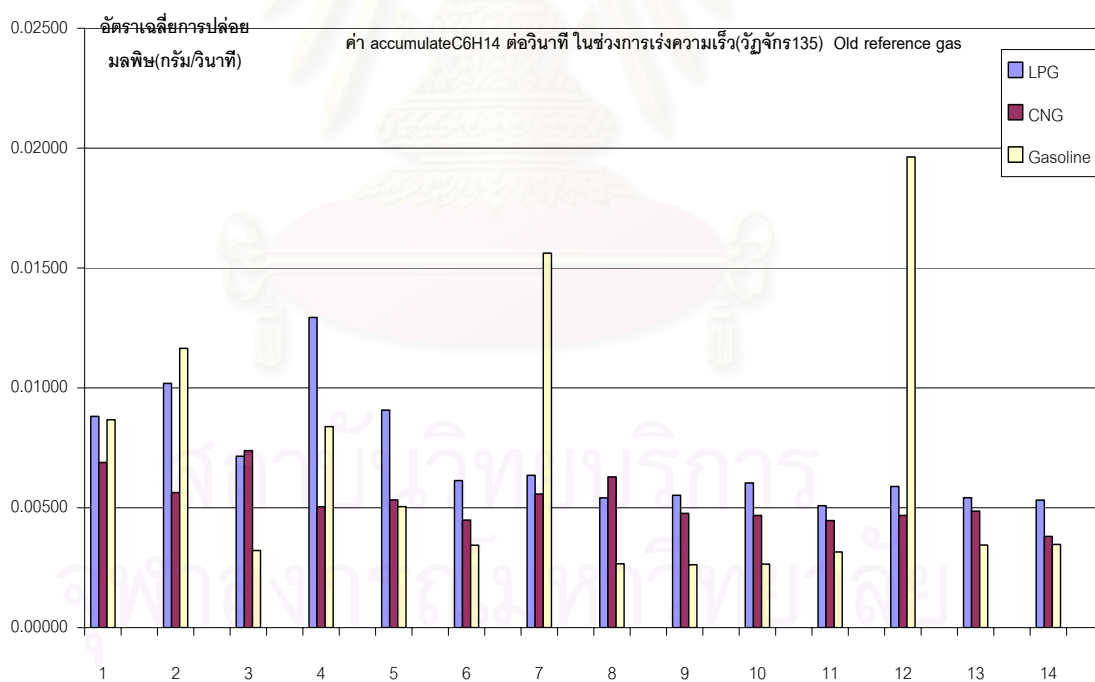
รูปที่ 5-113 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ NOx เฉลี่ยในช่วงเร่งความเร็ว



รูปที่ 5-114 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ CO เฉลี่ยในช่วงเร่งความเร็ว



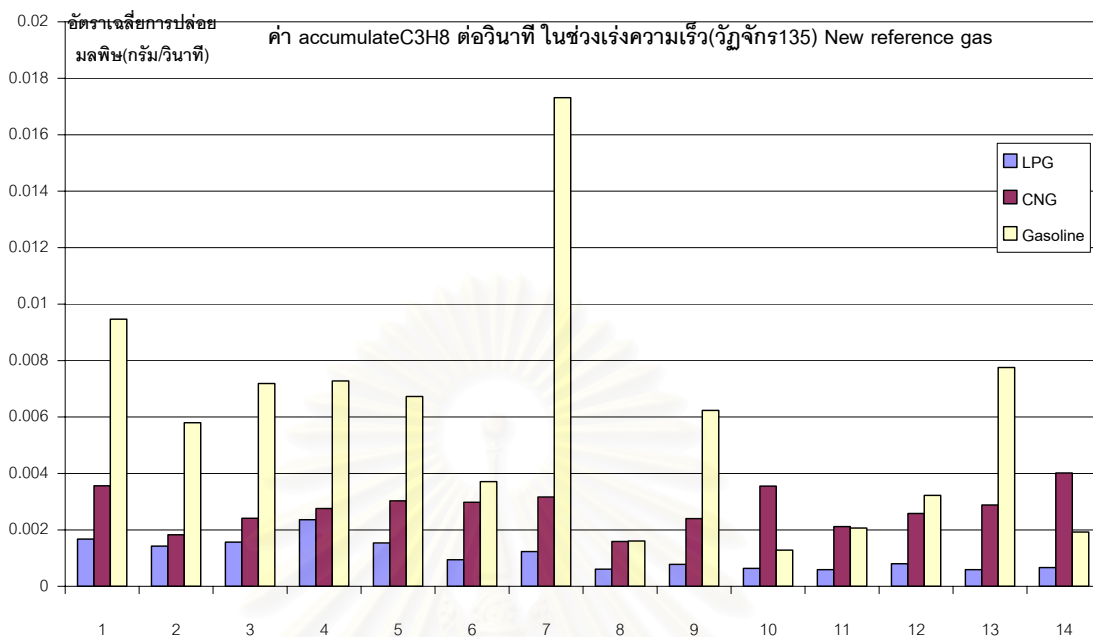
รูปที่ 5-115 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ CO<sub>2</sub> เฉลี่ยในช่วงเร่งความเร็ว



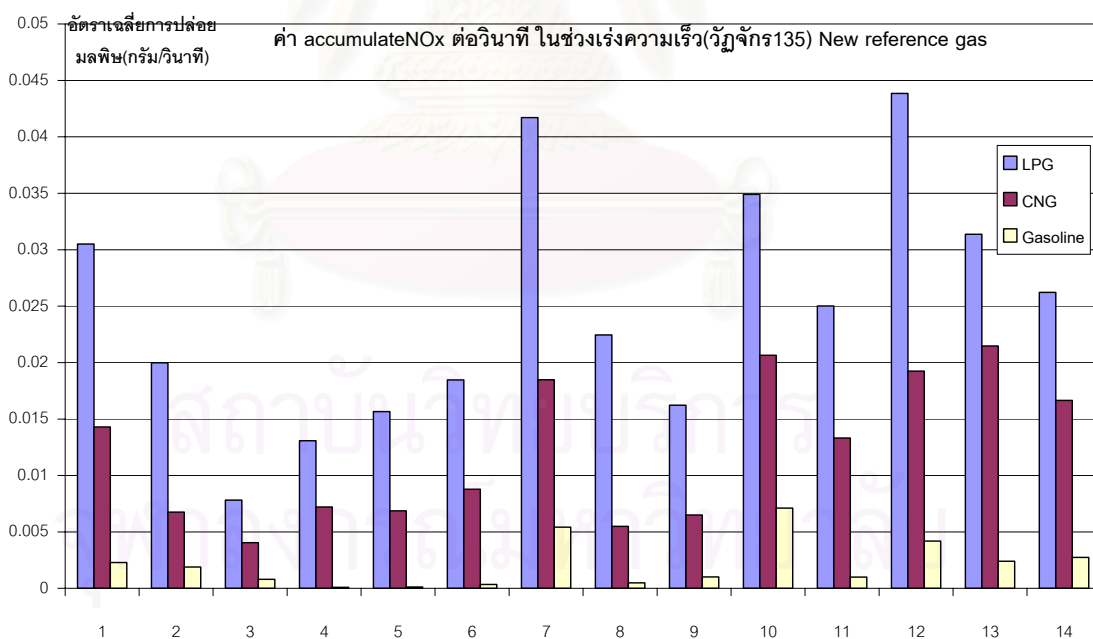
รูปที่ 5-116 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ C<sub>6</sub>H<sub>14</sub> เฉลี่ยในช่วงเร่งความเร็ว



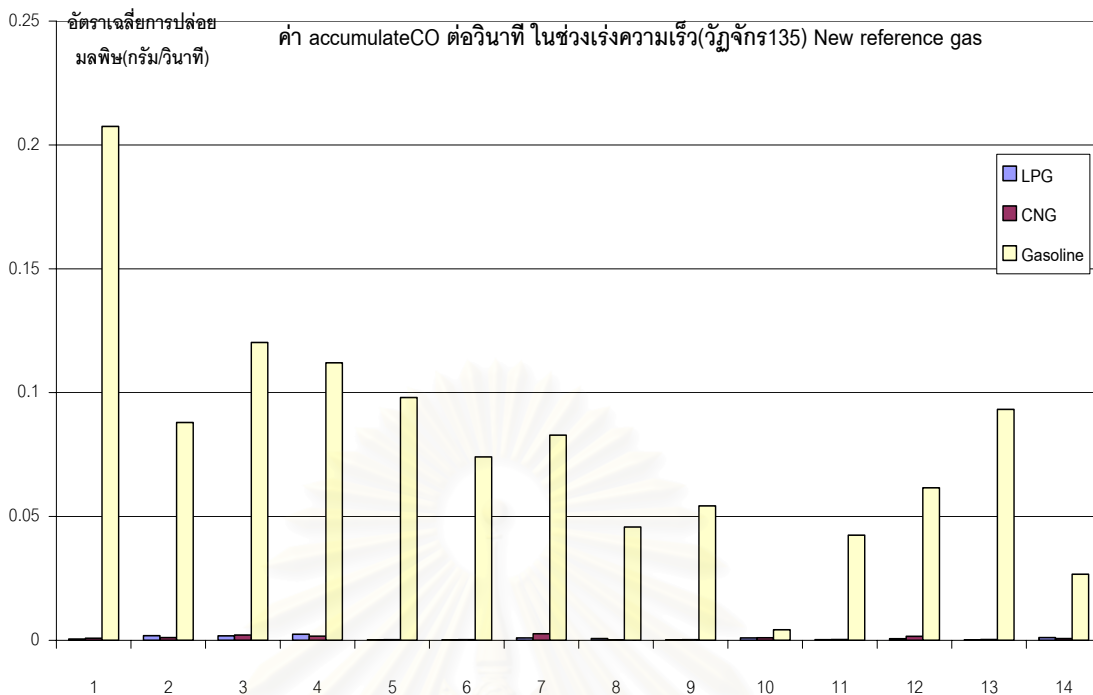
- ผลที่ได้จากการทดสอบครั้งที่ 2



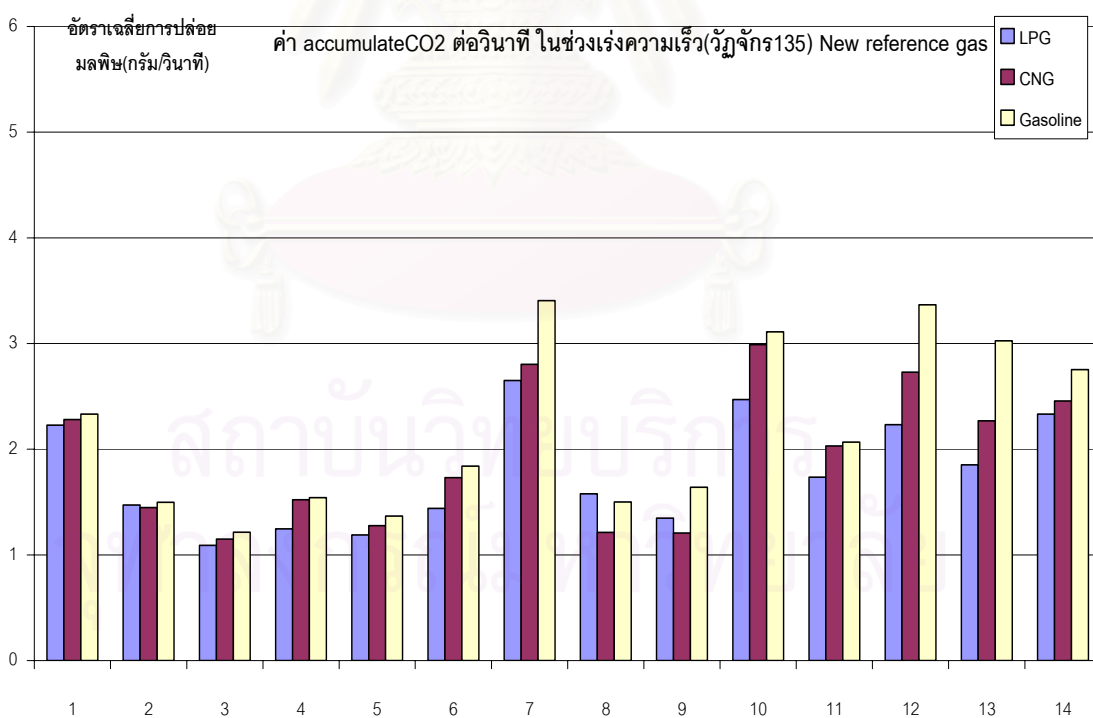
รูปที่ 5-117 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ C<sub>3</sub>H<sub>8</sub> เฉลี่ยในช่วงเร่งความเร็ว



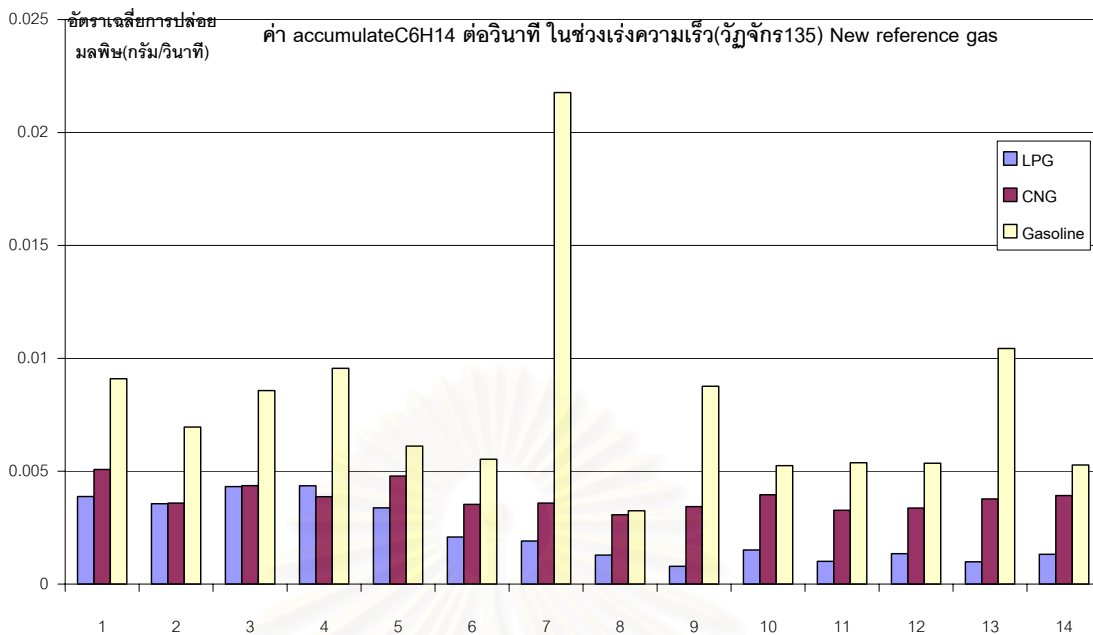
รูปที่ 5-118 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ NO<sub>x</sub> เฉลี่ยในช่วงเร่งความเร็ว



รูปที่ 5-119 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ CO เฉลี่ยในช่วงเร่งความเร็ว



รูปที่ 5-120 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ CO<sub>2</sub> เฉลี่ยในช่วงเร่งความเร็ว



รูปที่ 5-121 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ C<sub>6</sub>H<sub>14</sub> เฉลี่ยในช่วงเร่งความเร็ว

จากการวิเคราะห์กราฟจากรูปที่ 5-112 ถึง รูปที่ 5-121 ช่วงอัตราเร่งความเร็วในกลุ่มลักษณะการขับปีที่ 1, 3 และ 5 โดยเมื่อพิจารณาในการทดสอบครั้งที่ 2 ทุกช่วงที่นำมาพิจารณาเปรียบเทียบได้ปริมาณไฮโดรคาร์บอนของเชื้อเพลิงก๊าซโซลีนสูงที่สุด รองลงมาเป็นของก๊าซธรรมชาติ และค่าต่ำสุดคือไฮโดรคาร์บอนจากก๊าซหุงต้ม ส่วนในการทดสอบครั้งที่ 1 พบว่าในแต่ละช่วงการเร่งความเร็วตลอดการทดสอบเกิดค่าไฮโดรคาร์บอนที่แตกต่างกัน เมื่อเทียบระหว่างสามเชื้อเพลิงจะพบว่าแนวโน้มความแตกต่างเหมือนกันในบางช่วงและเปลี่ยนแปลงในหลายช่วง สำหรับบางช่วงที่ปริมาณไฮโดรคาร์บอนของก๊าซโซลีนต่ำกว่าเป็นผลมาจากรูปแบบการเร่งความเร็วเพราะบางครั้งอาจมีการเร่งความเร็วที่แตกต่าง ซึ่งส่งผลให้ระบบการจ่ายเชื้อเพลิงก๊าซโซลีนจากหัวฉีดมีการเปลี่ยนแปลงไม่เหมือนกันทำให้ปริมาณมลพิษในขณะนั้นแตกต่าง

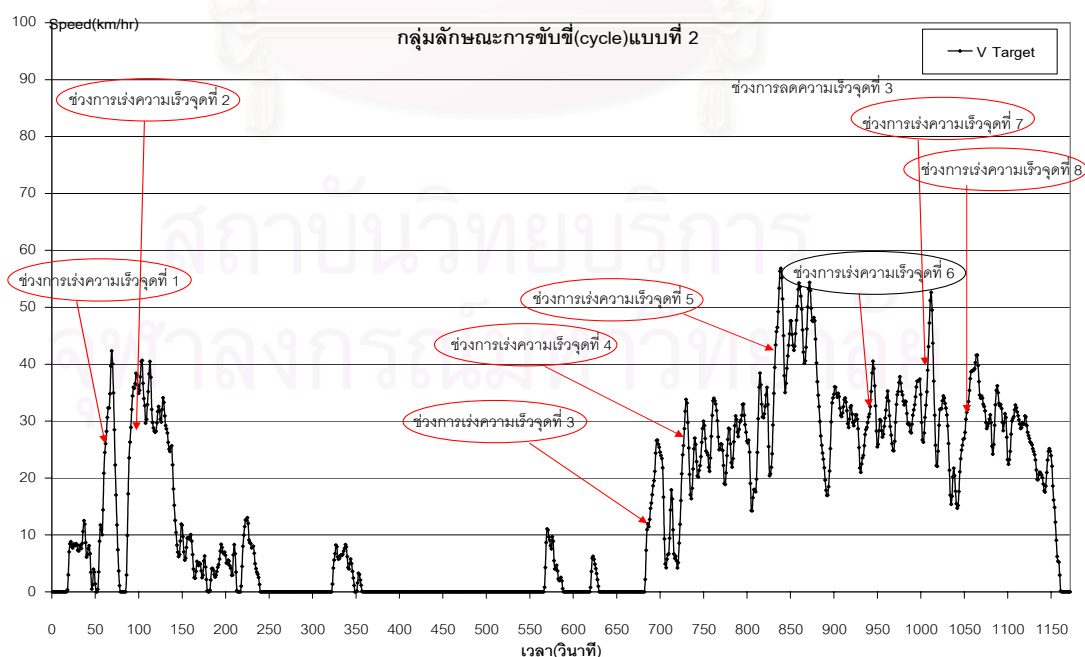
ในส่วนของปริมาณ NOx ในทุกช่วงพิจารณาที่ช่วงอัตราเร่งความเร็ว จากการทดสอบครั้งที่ 1 และการทดสอบครั้งที่ 2 เมื่อเปรียบเทียบพบแนวโน้มความแตกต่างเหมือนกัน โดยที่ปริมาณ NOx ของเชื้อเพลิงก๊าซหุงต้มมากที่สุด รองลงมาเป็นเชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติและน้อยสุดเป็นของเชื้อเพลิงก๊าซโซลีน ซึ่งการที่ปริมาณ NOx ของก๊าซโซลีนต่ำสุด ซึ่งอาจเป็นผลมาจากก๊าซธรรมชาติและก๊าซหุงต้มเผาไหม้ได้ดีกว่าก๊าซโซลีน ประกอบกับตัว Three-way Catalytic Converter ที่ใช้ลดปริมาณ NOx ถูกออกแบบมาให้เหมาะสมกับเชื้อเพลิงก๊าซโซลีน สำหรับปริมาณ NOx จากก๊าซหุงต้มที่สูงกว่าก๊าซธรรมชาติอาจเป็นผลมาจากก๊าซหุงต้มเผาไหม้ได้ดีกว่าก๊าซธรรมชาติ

ประกอบกับตัว Catalytic converter ทำงานได้ดีกับก๊าซธรรมชาติเพราะเมื่อพิจารณาที่อุณหภูมิไอเสียจากการทดสอบพบว่าก๊าซธรรมชาติสูงกว่าก๊าซหุงต้ม

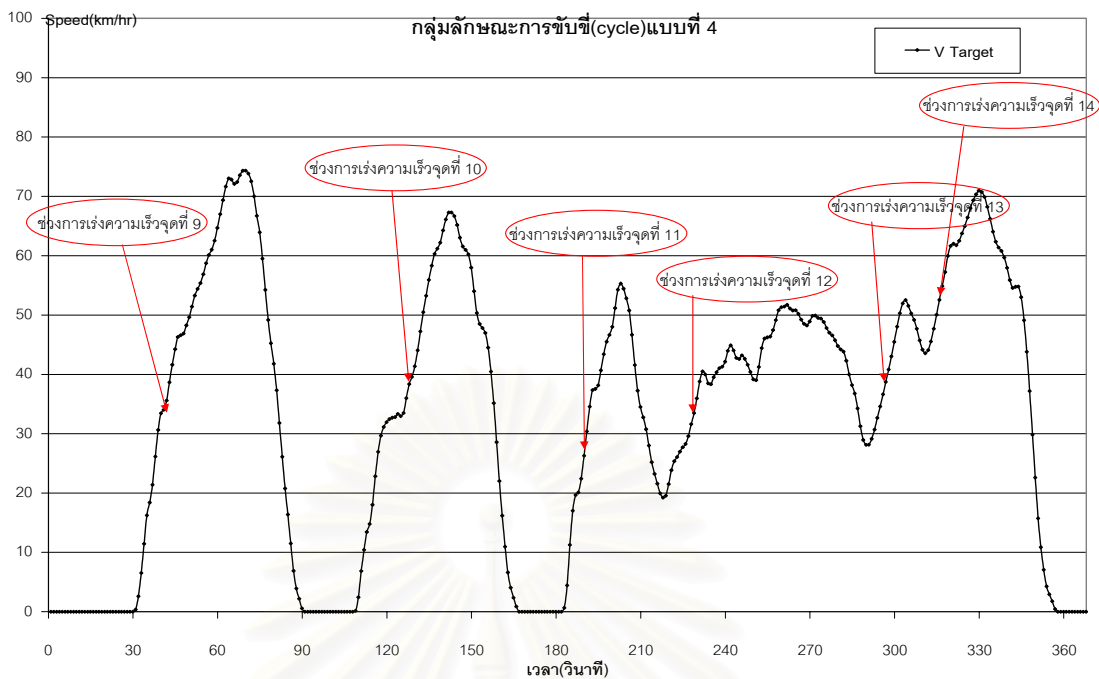
สำหรับปริมาณ CO และปริมาณ CO<sub>2</sub> จากกราฟจะทำให้ทราบได้ว่าแนวโน้มความแตกต่างระหว่างทั้งสามเชื้อเพลิงเป็นไปในทิศทางเดียวกันเกือบทุกช่วงเร่งความเร็ว โดยปริมาณ CO ในหลายช่วงเร่งความเร็วจากเชื้อเพลิงก๊าซโซลีนสูงกว่าจาก CNG และ LPG มาก ซึ่งเป็นผลมาจากในช่วงเร่งเชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติและก๊าซหุงต้มทำงานที่ส่วนผสมมากกว่า ในขณะที่มีบางช่วงเร่งความเร็วเท่านั้นที่ปริมาณ CO ของก๊าซโซลีนมากกว่าของ CNG และ LPG เพียงเล็กน้อย (เกือบเท่ากัน) ส่วนปริมาณ CO<sub>2</sub> ของก๊าซโซลีนในเกือบทุกช่วงเร่งความเร็วมากกว่าของ CNG และ LPG เล็กน้อยตามลำดับ

- ช่วงที่ทำการพิจารณา เป็นกลุ่มลักษณะการขับขี่ที่ 2, 4, 6

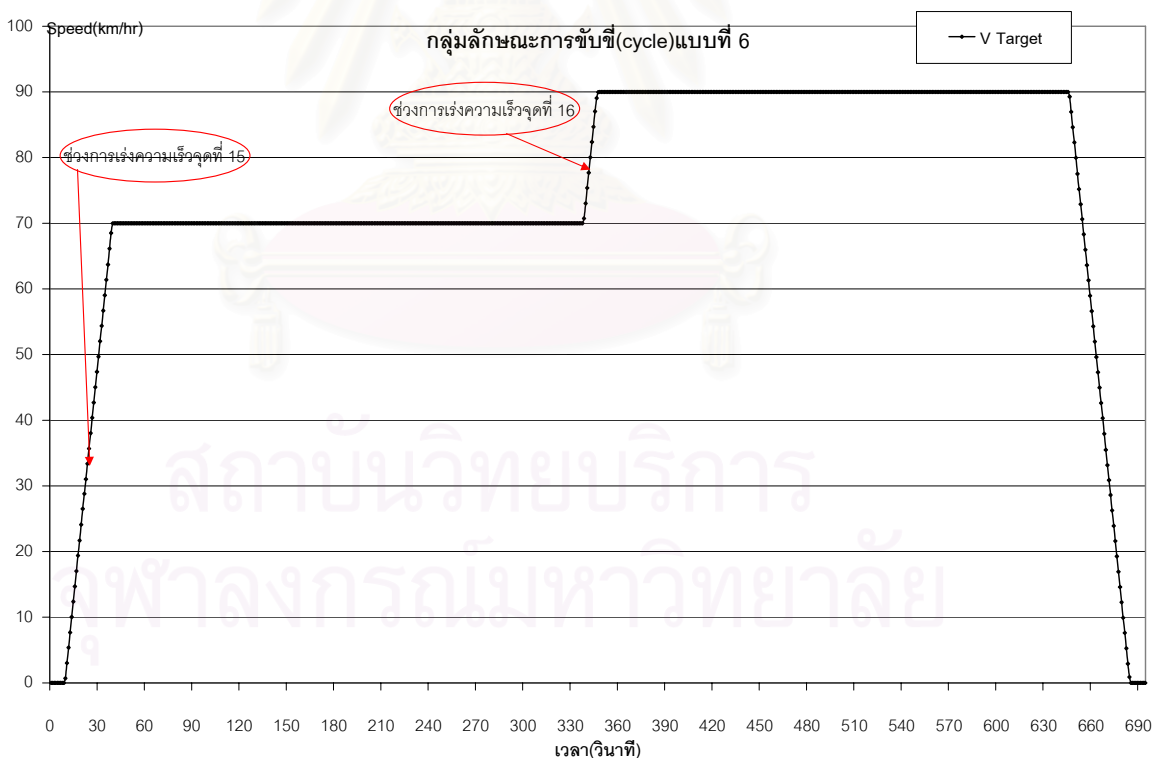
ในหัวข้อนี้จะแสดงช่วงเร่งความเร็วที่นำมาพิจารณาดูมลพิษตามกลุ่มลักษณะการขับขี่ที่ 2, 4, 6 ดังแสดงในรูปที่ 5-122, 5-123, 5-124 ตามลำดับ



รูปที่ 5-122 แสดงช่วงเร่งความเร็วที่นำมาพิจารณาในกลุ่มลักษณะการขับขี่ที่ 2



รูปที่ 5-123 แสดงช่วงเร่งความเร็วที่นำมาพิจารณาในกลุ่มลักษณะการขับขี่ที่ 4

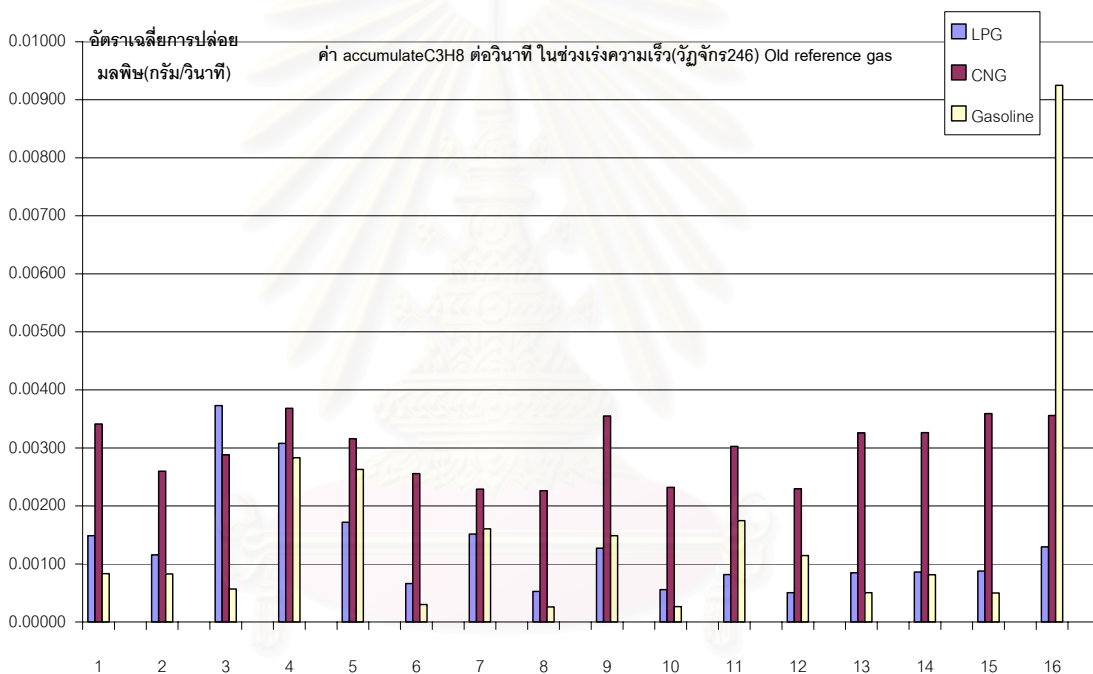


รูปที่ 5-124 แสดงช่วงเร่งความเร็วที่นำมาพิจารณาในกลุ่มลักษณะการขับขี่ที่ 6

- ผลการเปรียบเทียบเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG

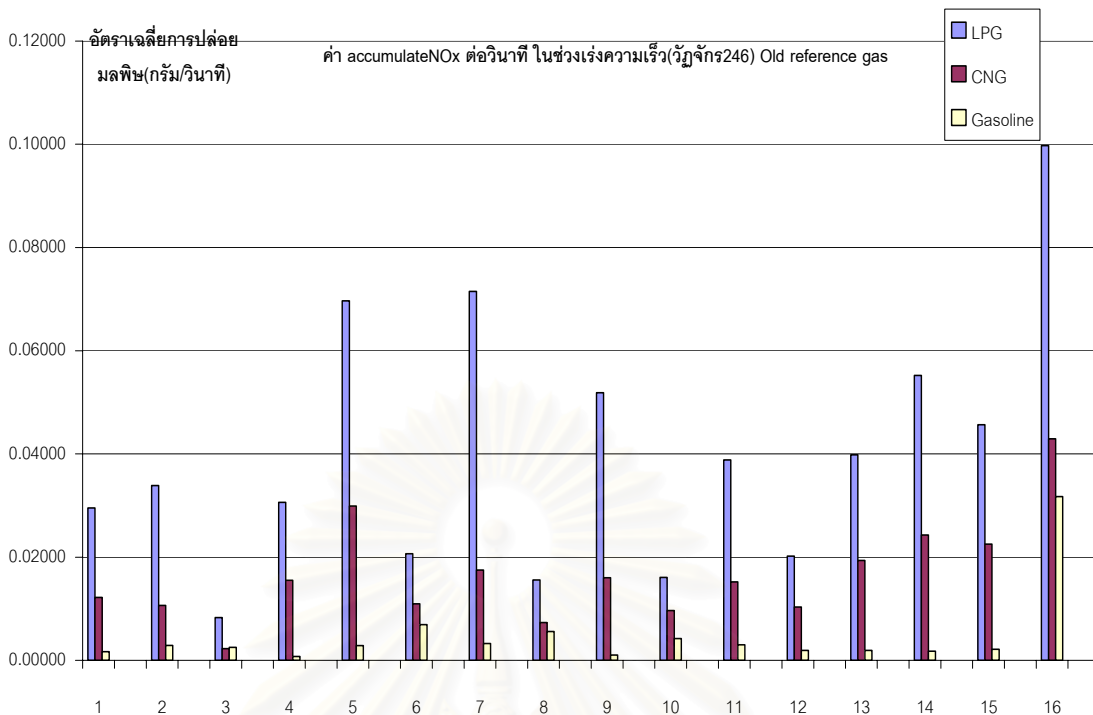
ในหัวข้อนี้แสดงผลการเปรียบเทียบมลพิษของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG โดยค่ามลพิษแสดงเป็นอัตราเฉลี่ยการปล่อยมลพิษ มีหน่วยเป็น กรัม/วินาที ซึ่งบ่งบอกถึงค่าเฉลี่ยของมลพิษที่ออกมาจากเครื่องยนต์ในแต่ละวินาที สำหรับอัตราเฉลี่ยการปล่อยมลพิษคำนวณมาจากข้อมูลมลพิษแบบ Instantaneous โดยนำข้อมูลมาตัดช่วงที่ต้องการพิจารณาแล้วทำการ accumulate ก่อนหาค่าเฉลี่ยต่อเวลาที่ปลดปล่อยมลพิษ

- ผลที่ได้จากการทดสอบครั้งที่ 1

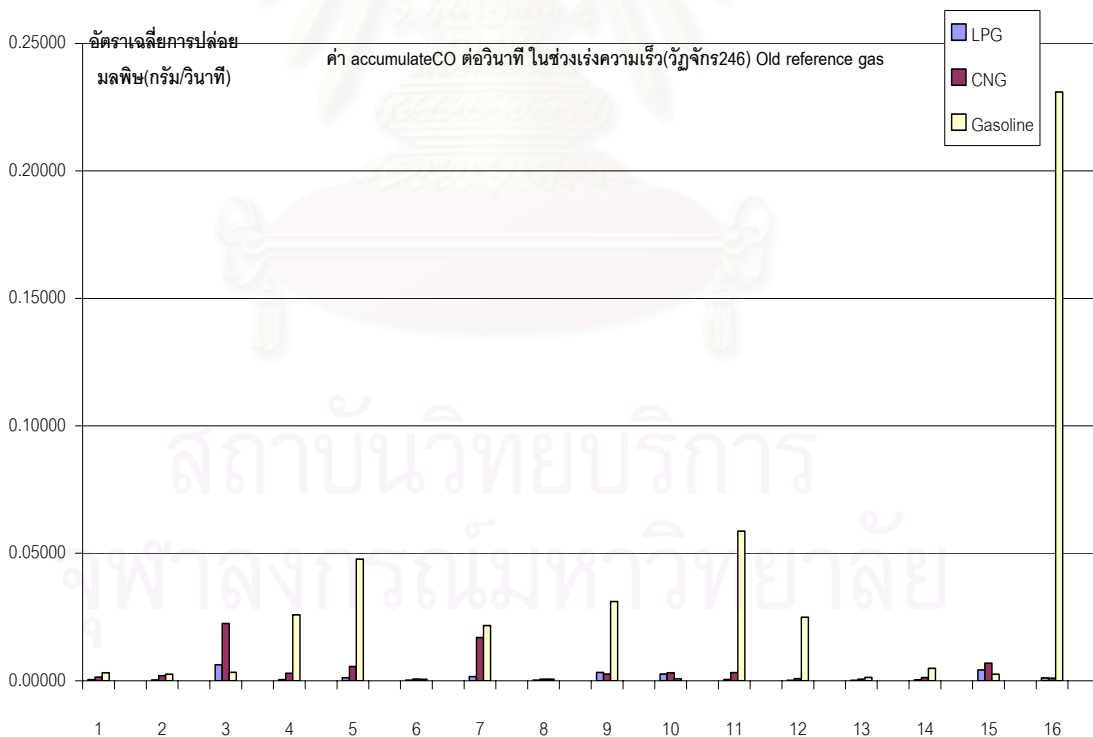


รูปที่ 5-125 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ C<sub>3</sub>H<sub>8</sub> เฉลี่ยในช่วงเร่งความเร็ว

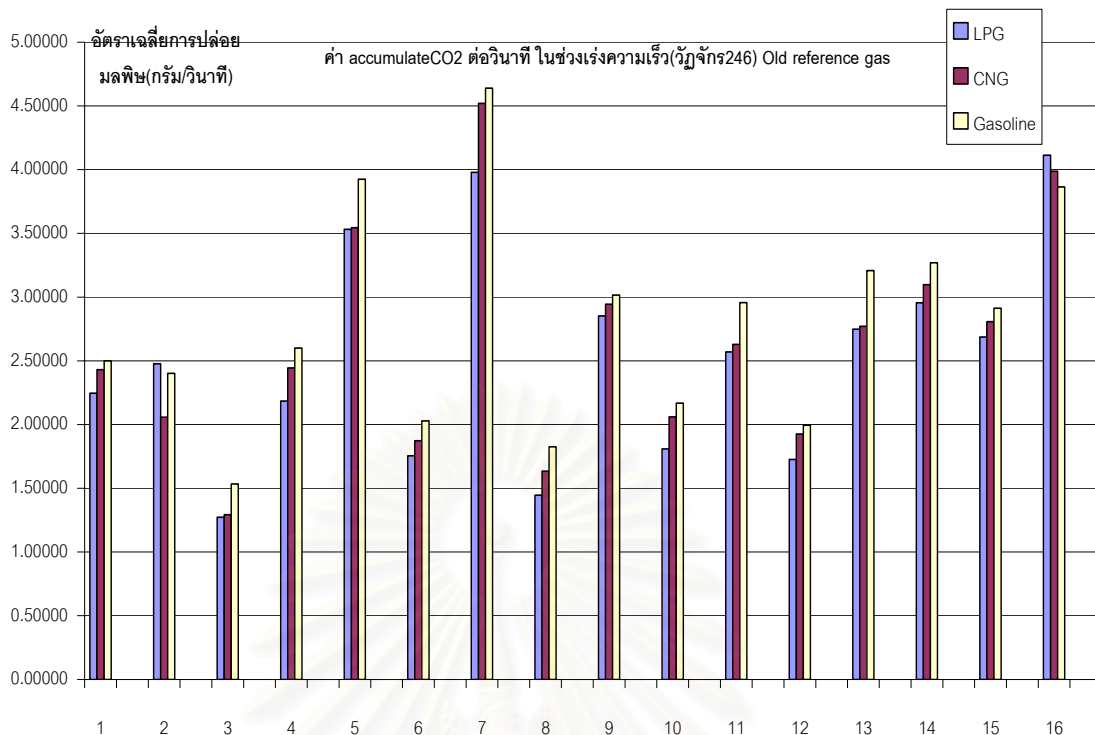
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



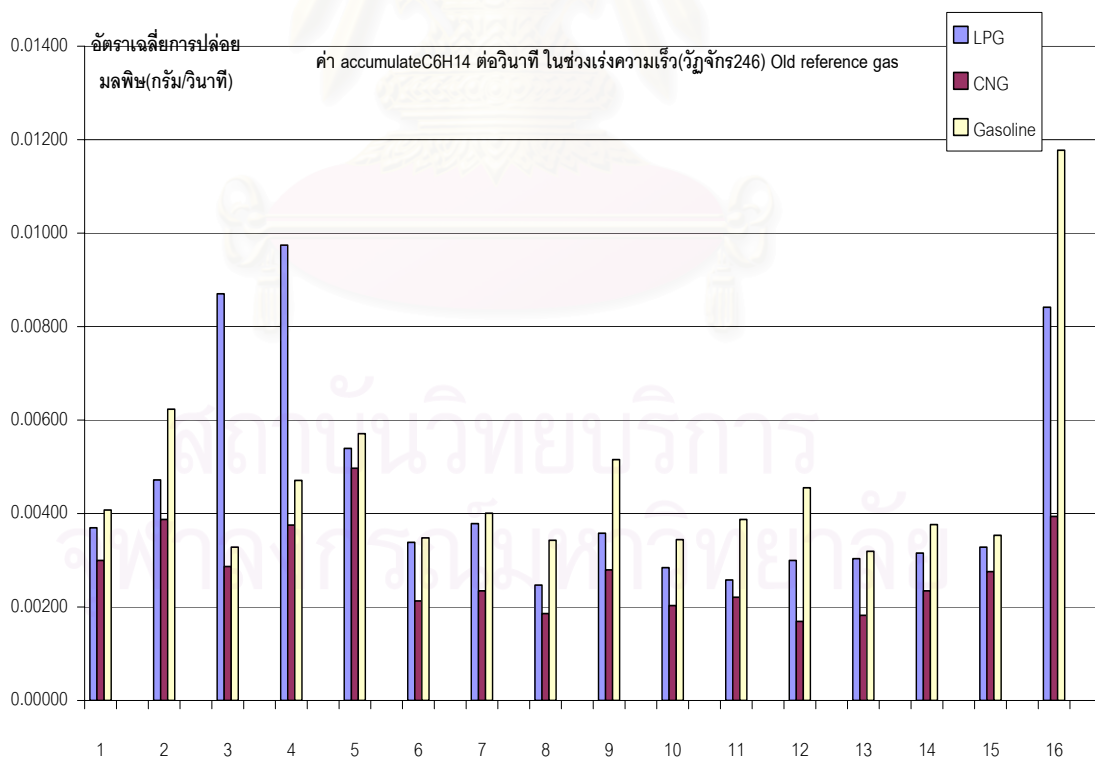
รูปที่ 5-126 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ NOx เฉลี่ยในช่วงเร่งความเร็ว



รูปที่ 5-127 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ CO เฉลี่ยในช่วงเร่งความเร็ว



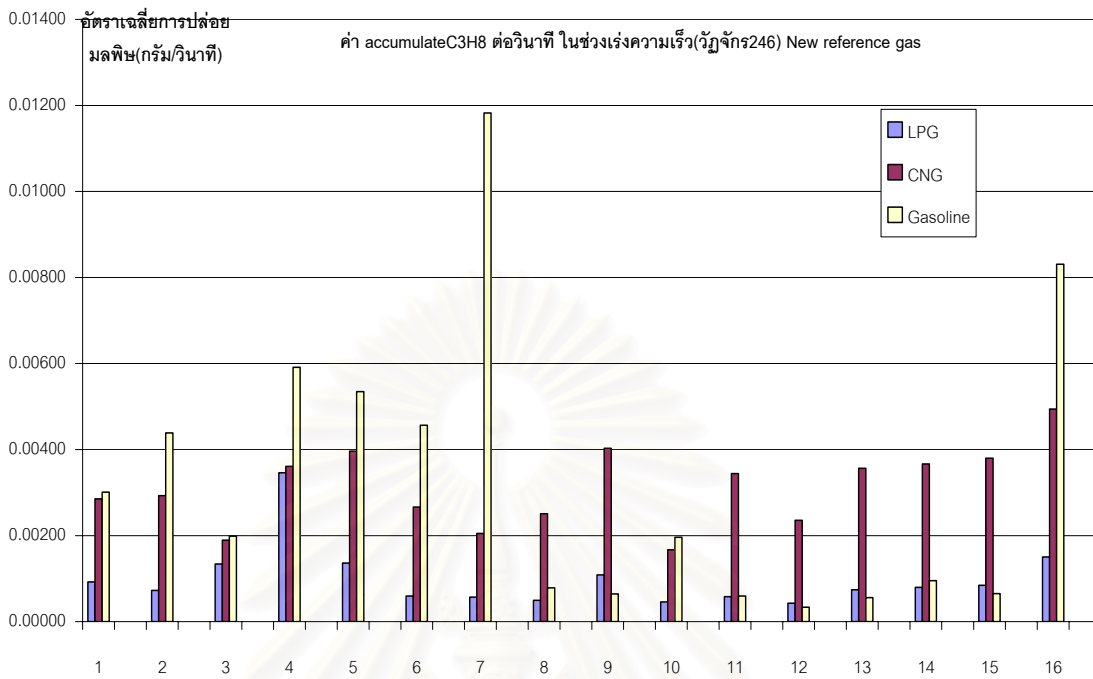
รูปที่ 5-128 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ CO<sub>2</sub> เฉลี่ยในช่วงเร่งความเร็ว



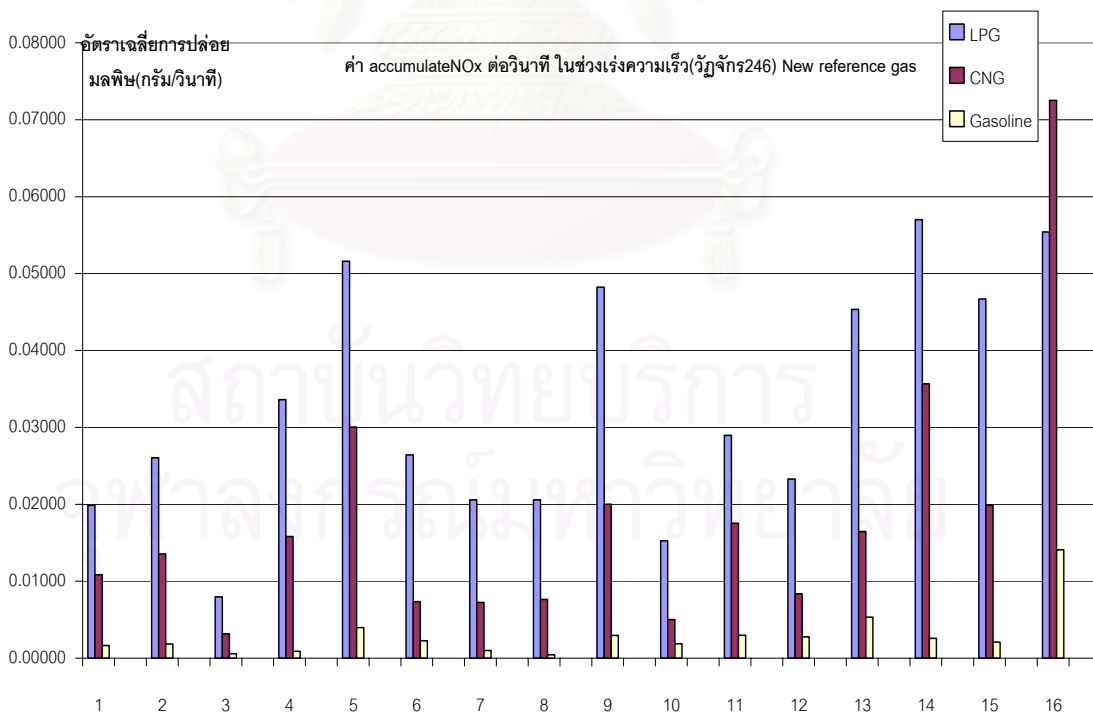
รูปที่ 5-129 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ C<sub>6</sub>H<sub>14</sub> เฉลี่ยในช่วงเร่งความเร็ว



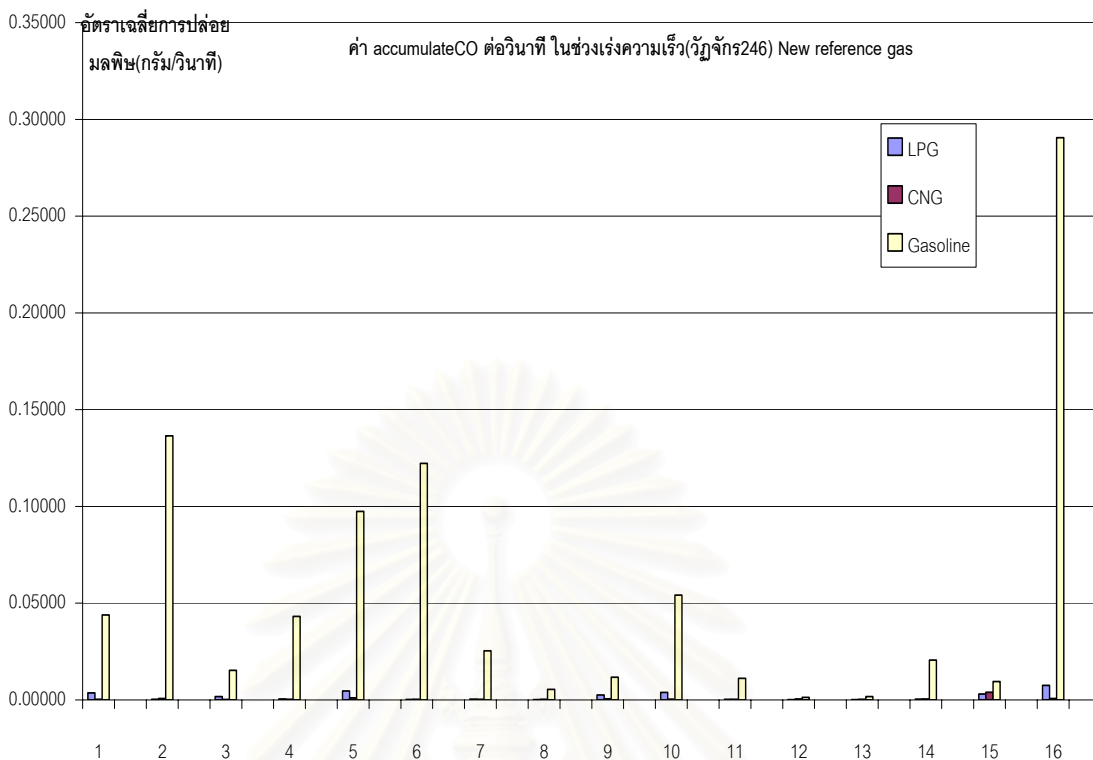
- ผลที่ได้จากการทดสอบครั้งที่ 2



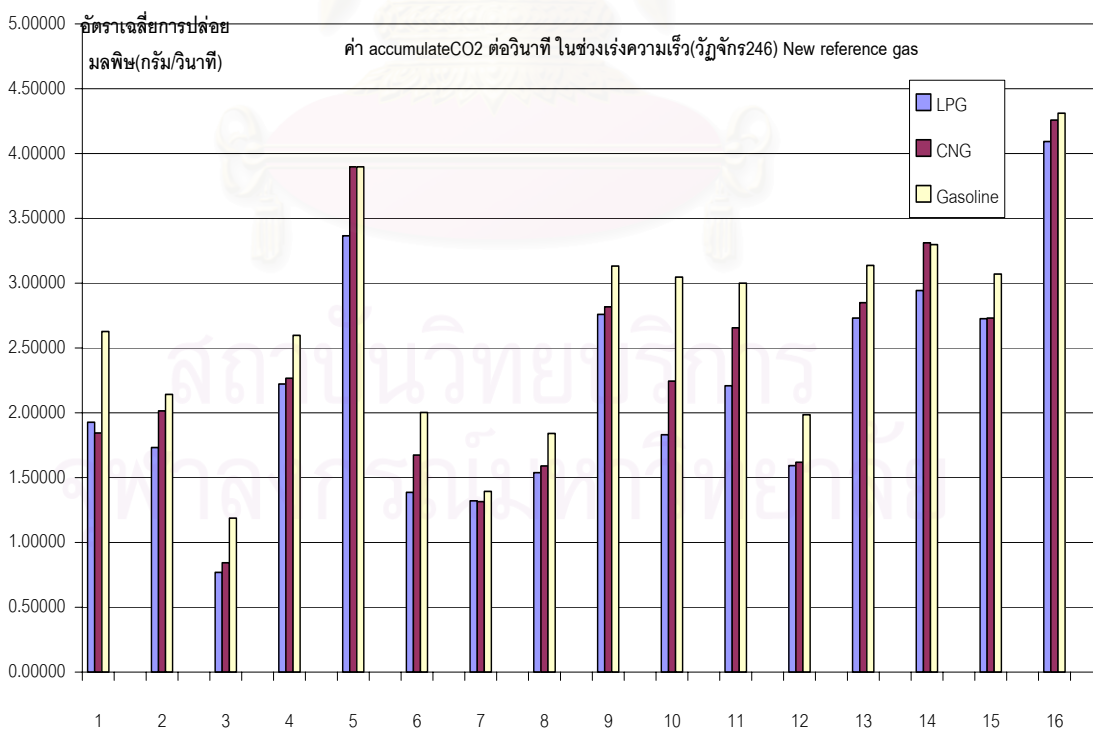
รูปที่ 5-130 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ C<sub>3</sub>H<sub>8</sub> เฉลี่ยในช่วงเร่งความเร็ว



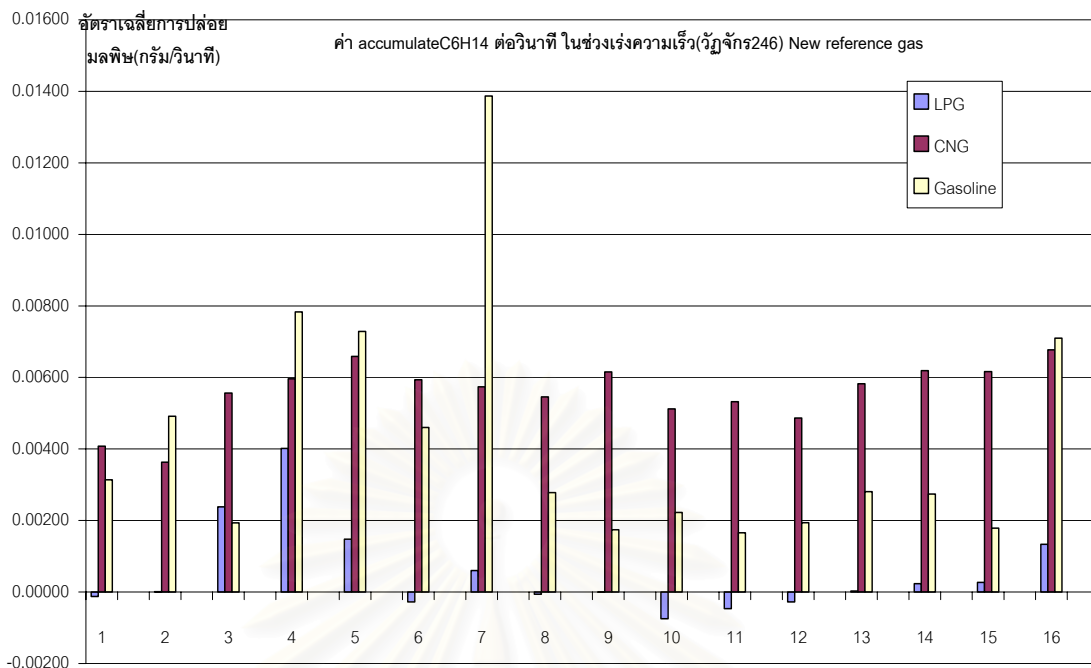
รูปที่ 5-131 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ NOx เฉลี่ยในช่วงเร่งความเร็ว



รูปที่ 5-132 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ CO เฉลี่ยในช่วงเร่งความเร็ว



รูปที่ 5-133 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ CO<sub>2</sub> เฉลี่ยในช่วงเร่งความเร็ว



รูปที่ 5-134 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ C<sub>6</sub>H<sub>14</sub> เฉลี่ยในช่วงเร่งความเร็ว

จากการวิเคราะห์กราฟจากรูปที่ 5-125 ถึง รูปที่ 5-134 ช่วงอัตราเร่งความเร็วในกลุ่มลักษณะการขับที่ 2, 4 และ 6 ในการทดสอบครั้งที่ 1 และการทดสอบครั้งที่ 2 พบว่าในแต่ละช่วงการเร่งความเร็วตลอดการทดสอบเกิดค่าไฮโดรคาร์บอนที่แตกต่างกัน เมื่อเทียบระหว่างสามเชื้อเพลิงจะพบว่าแนวโน้มความแตกต่างเหมือนกันในบางช่วงและเปลี่ยนแปลงในหลายช่วง โดยเฉพาะในการทดสอบครั้งที่ 2 ประมาณครึ่งหนึ่งของจำนวนช่วงที่นำมาพิจารณาได้ปริมาณไฮโดรคาร์บอนของเชื้อเพลิงก๊าซโซลีนสูงที่สุด รองลงมาเป็นของก๊าซธรรมชาติ และค่าต่ำสุดคือไฮโดรคาร์บอนจากก๊าซหุงต้ม แต่เมื่อพิจารณาเฉพาะเชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติและก๊าซหุงต้มจะพบว่าก๊าซธรรมชาติมีแนวโน้มปริมาณไฮโดรคาร์บอนมากกว่าก๊าซหุงต้มเกือบทุกช่วงที่นำมาพิจารณา สำหรับบางช่วงที่ปริมาณไฮโดรคาร์บอนของก๊าซโซลีนต่ำกว่าเป็นผลมาจากรูปแบบการเร่งความเร็วเพราะบางครั้งอาจมีการเร่งความเร็วที่แตกต่าง ซึ่งส่งผลให้ระบบการจ่ายเชื้อเพลิงก๊าซโซลีนจากหัวฉีดมีการเปลี่ยนแปลงไม่เหมือนกันทำให้ปริมาณมลพิษในขณะนั้นแตกต่าง

ในส่วนของปริมาณ NO<sub>x</sub> ในทุกช่วงพิจารณาที่ช่วงอัตราเร่งความเร็ว จากการทดสอบครั้งที่ 1 และการทดสอบครั้งที่ 2 เมื่อเปรียบเทียบพบแนวโน้มความแตกต่างเหมือนกัน โดยที่ปริมาณ NO<sub>x</sub> ของเชื้อเพลิงก๊าซหุงต้มมากที่สุด รองลงมาเป็นเชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติและน้อยสุดเป็นของเชื้อเพลิงก๊าซโซลีน ซึ่งการที่ปริมาณ NO<sub>x</sub> ของก๊าซโซลีนต่ำสุด ซึ่งอาจเป็นผลมาจากก๊าซธรรมชาติและก๊าซหุงต้มเผาไหม้ได้ดีกว่าก๊าซโซลีน ประกอบกับตัว Three-way Catalytic Converter ที่ใช้

ลดปริมาณ NOx ถูกออกแบบมาให้เหมาะสมกับเชื้อเพลิงก๊าซโซลีน สำหรับปริมาณ NOx จากก๊าซหุงต้มที่สูงกว่าก๊าซธรรมชาติอาจเป็นผลมาจากก๊าซหุงต้มเผาไหม้ได้ดีกว่าก๊าซธรรมชาติ ประกอบกับตัว Catalytic converter ทำงานได้ดีกับก๊าซธรรมชาติเพราะเมื่อพิจารณาที่อุณหภูมิไอเสียจากการทดสอบพบว่าก๊าซธรรมชาติสูงกว่าก๊าซหุงต้ม

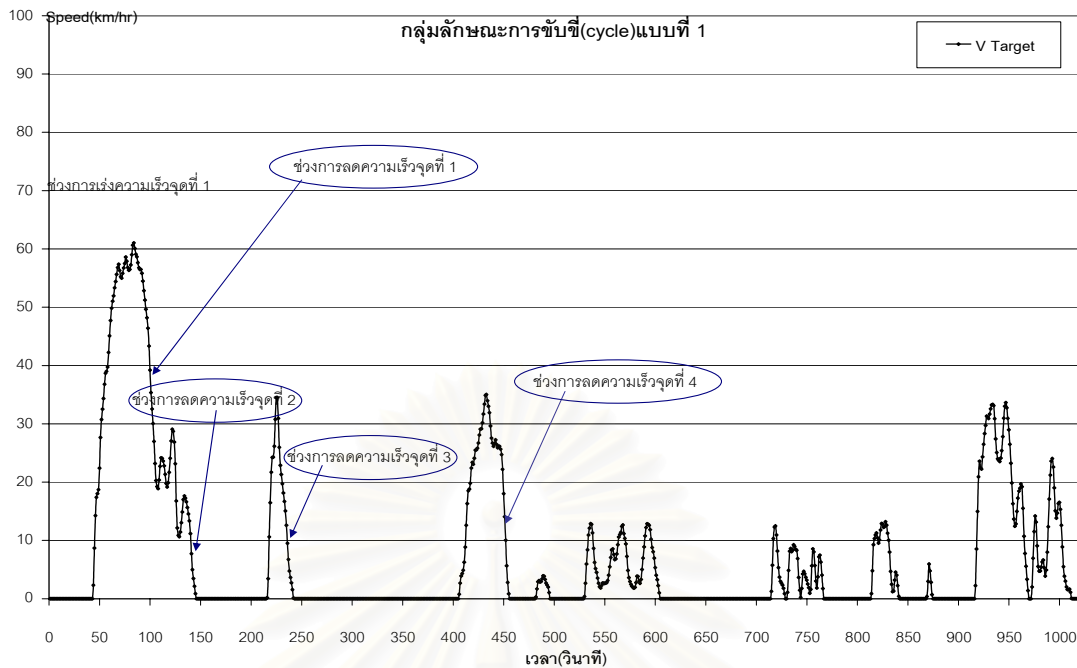
สำหรับปริมาณ CO และปริมาณ CO<sub>2</sub> จากกราฟจะทำให้ทราบได้ว่าแนวโน้มความแตกต่างระหว่างทั้งสามเชื้อเพลิงเป็นไปในทิศทางเดียวกันเกือบทุกช่วงเร่งความเร็ว โดยปริมาณ CO ในหลายช่วงเร่งความเร็วจากเชื้อเพลิงก๊าซโซลีนสูงกว่าจาก CNG และ LPG มาก ซึ่งเป็นผลมาจากในช่วงเร่งเชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติและก๊าซหุงต้มทำงานที่ส่วนผสมมากกว่า ในขณะที่บางช่วงเร่งความเร็วปริมาณ CO ของก๊าซโซลีนมากกว่าของ CNG และ LPG เพียงเล็กน้อย(เกือบเท่ากัน) ส่วนปริมาณ CO<sub>2</sub> ของก๊าซโซลีนในเกือบทุกช่วงเร่งความเร็วมากกว่าของ CNG และ LPG เล็กน้อยตามลำดับ

#### 5.2.2.3.4 ช่วงลดความเร็ว

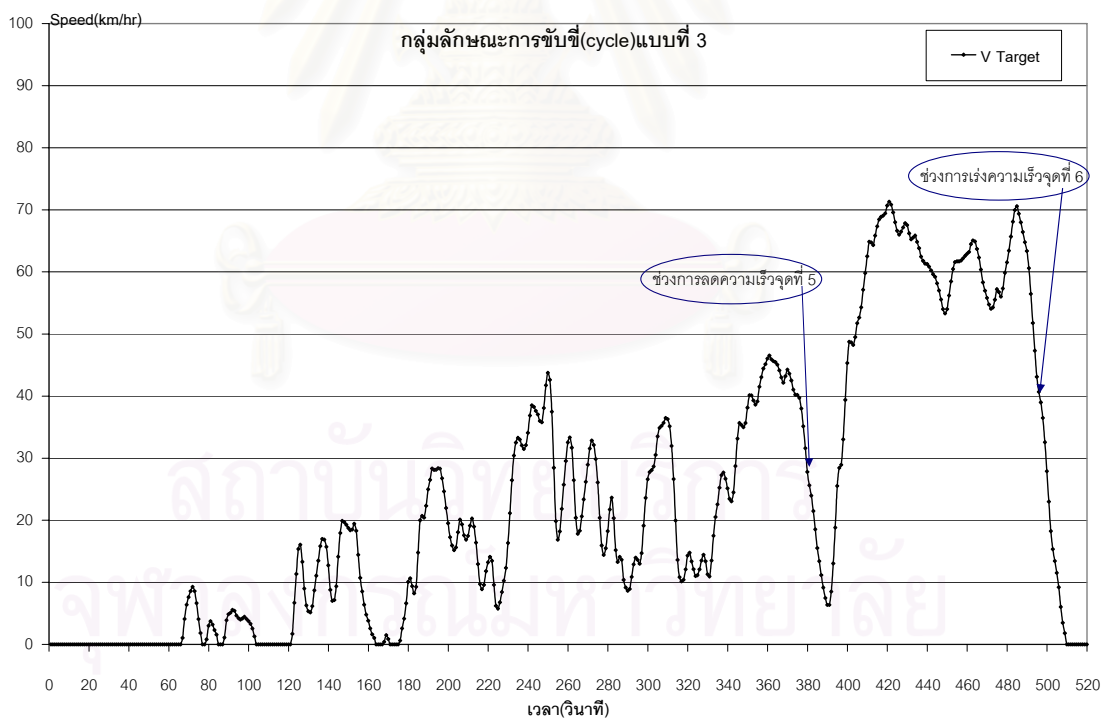
- ช่วงที่ทำการพิจารณา เป็นกลุ่มลักษณะการขับซี่ที่ 1, 3, 5

ในหัวข้อนี้จะแสดงช่วงลดความเร็วที่นำมาพิจารณาดูมลพิษตามกลุ่มลักษณะการขับซี่ที่ 1, 3, 5 ดังแสดงในรูปที่ 5-135, 5-136, 5-137 ตามลำดับ

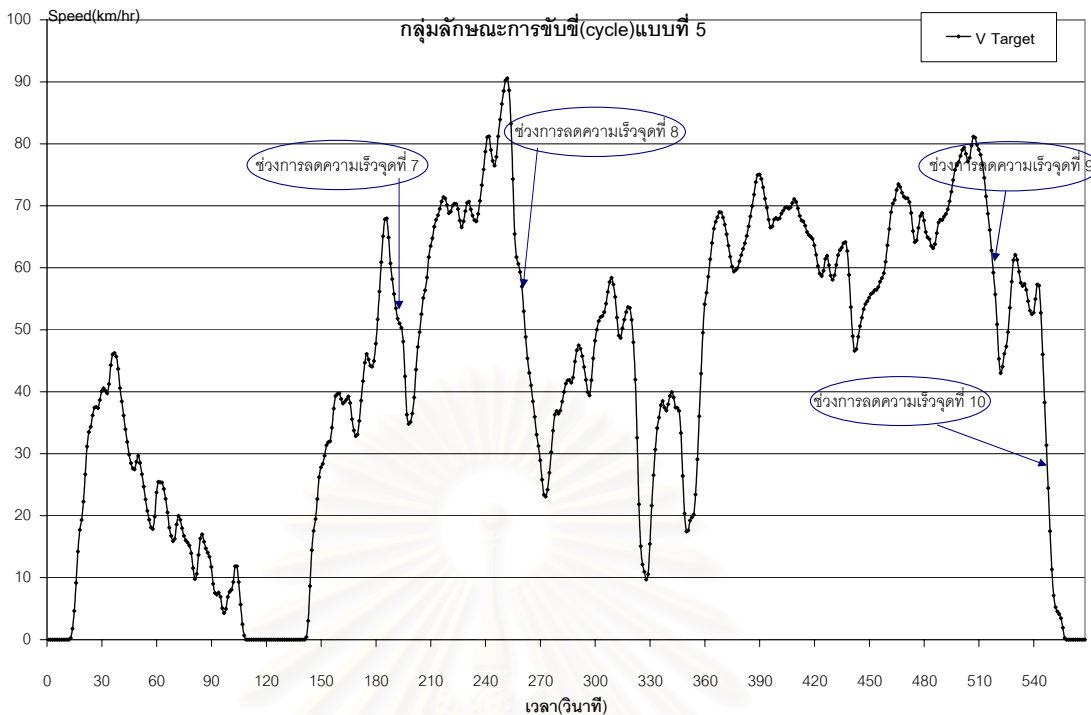
สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 5-135 แสดงช่วงลดความเร็วที่นำมาพิจารณาในกลุ่มลักษณะการขับขี่ที่ 1



รูปที่ 5-136 แสดงช่วงลดความเร็วที่นำมาพิจารณาในกลุ่มลักษณะการขับขี่ที่ 3

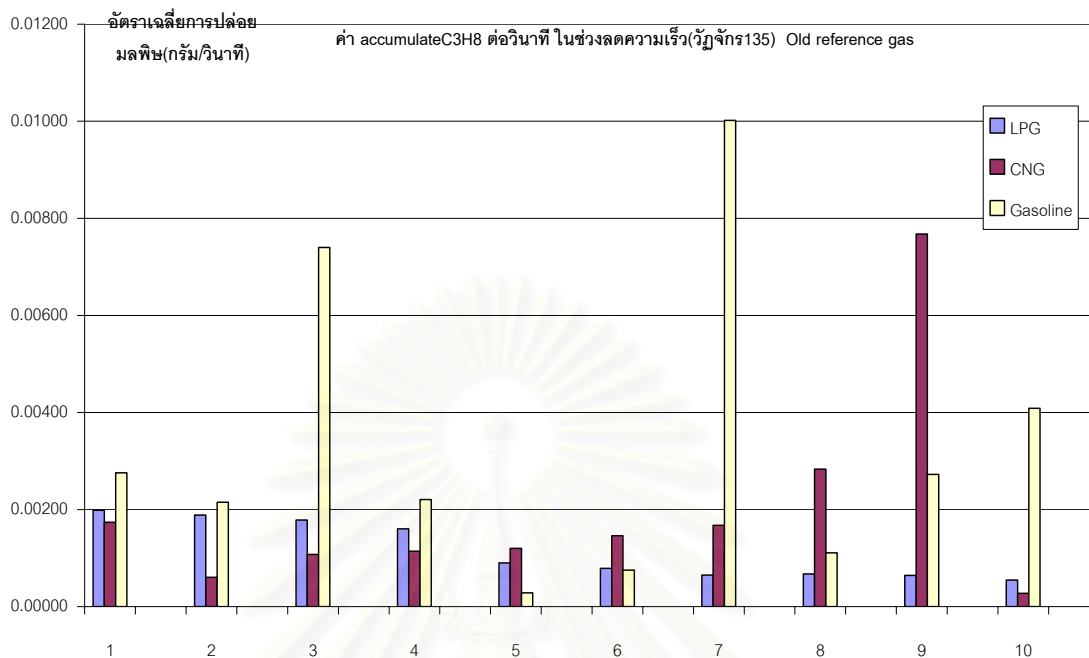


รูปที่ 5-137 แสดงช่วงลดความเร็วที่นำมาพิจารณาในกลุ่มลักษณะการขับขี่ที่ 5

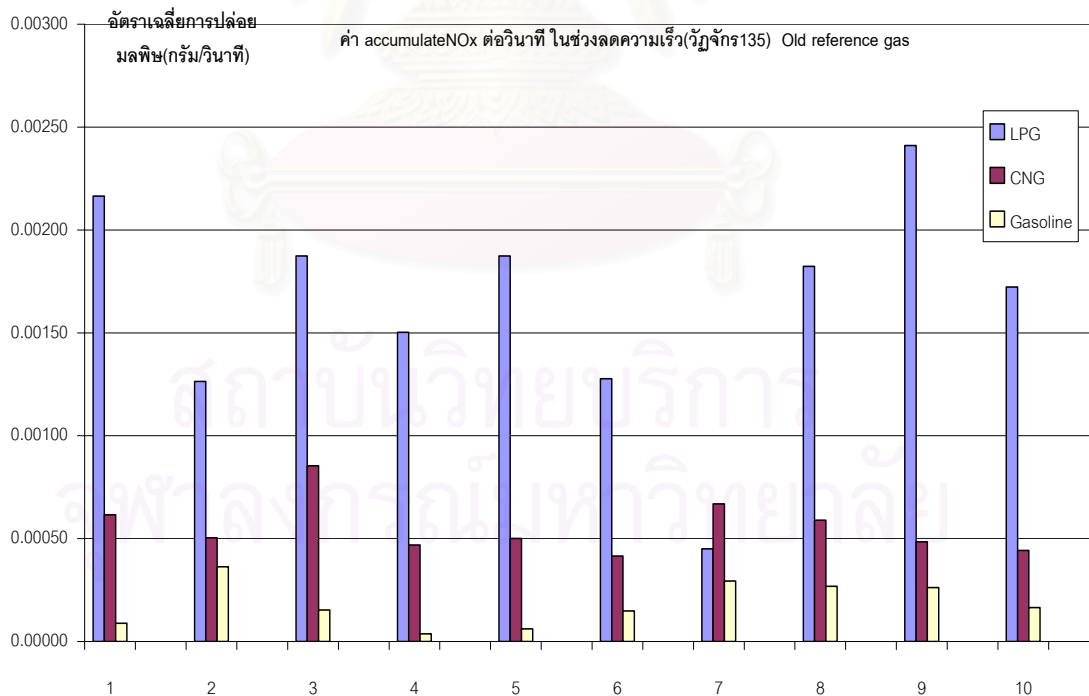
- ผลการเปรียบเทียบเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG

ในหัวข้อนี้แสดงผลการเปรียบเทียบมลพิษของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG โดยค่ามลพิษแสดงเป็นอัตราเฉลี่ยการปล่อยมลพิษ มีหน่วยเป็น กรัม/วินาที ซึ่งบ่งบอกถึงค่าเฉลี่ยของมลพิษที่ออกมาจากรถยนต์ในแต่ละวินาที สำหรับอัตราเฉลี่ยการปล่อยมลพิษคำนวณมาจากข้อมูลมลพิษแบบ Instantaneous โดยนำข้อมูลมาตัดช่วงที่ต้องการพิจารณาแล้วทำการ accumulate ก่อนหาค่าเฉลี่ยต่อเวลาที่ปลดปล่อยมลพิษ

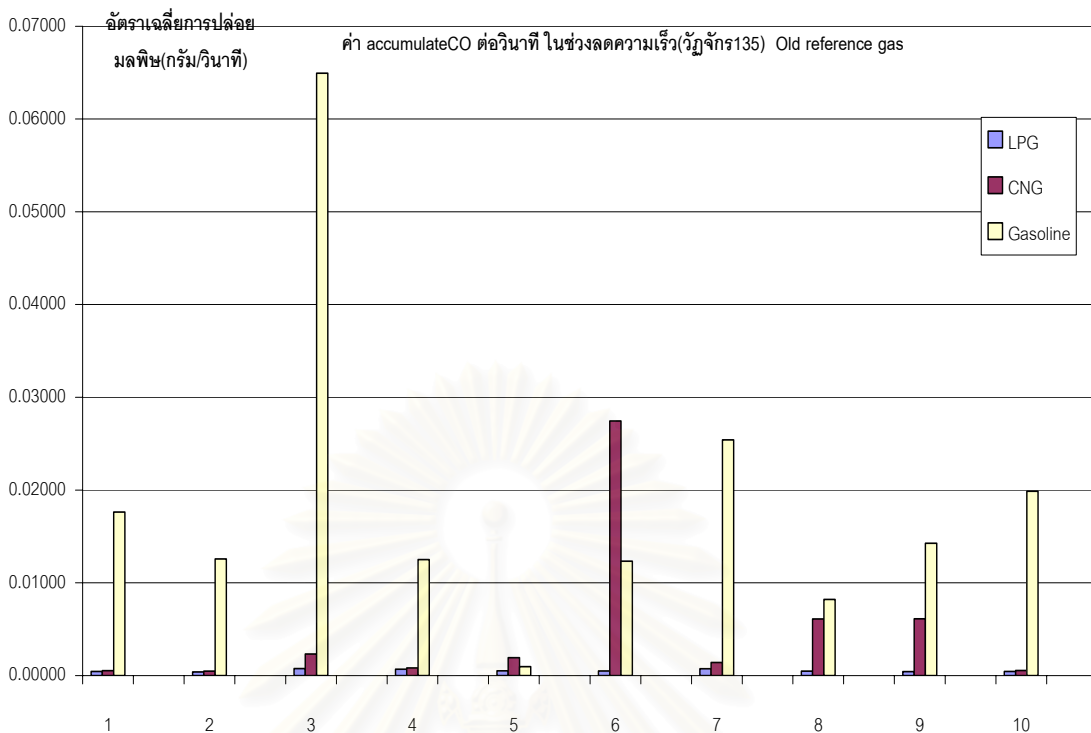
- ผลที่ได้จากการทดสอบครั้งที่ 1



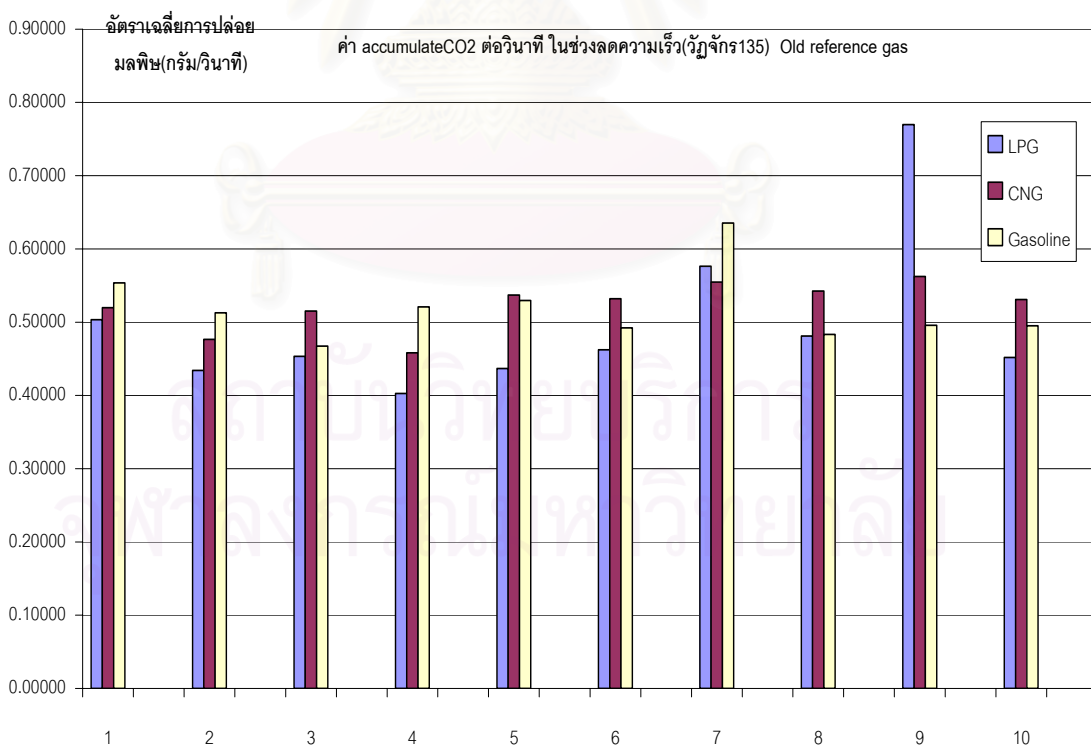
รูปที่ 5-138 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ C<sub>3</sub>H<sub>8</sub> เฉลี่ยในช่วงลดความเร็ว



รูปที่ 5-139 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ NO<sub>x</sub> เฉลี่ยในช่วงลดความเร็ว

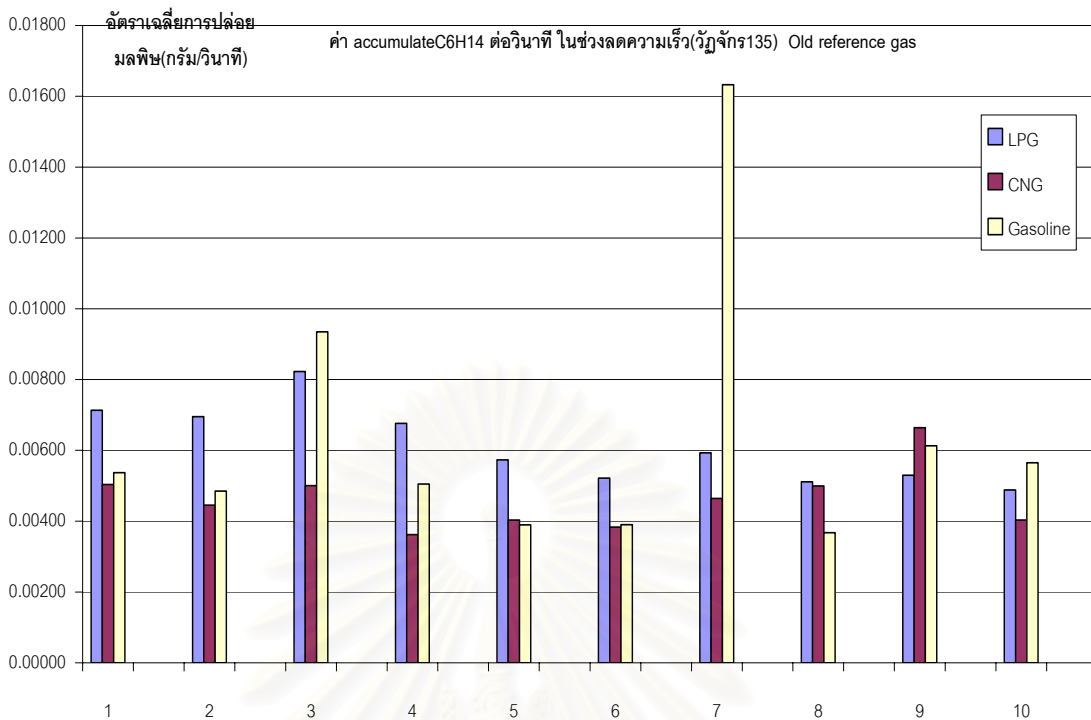


รูปที่ 5-140 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ CO เฉลี่ยในช่วงลดความเร็ว



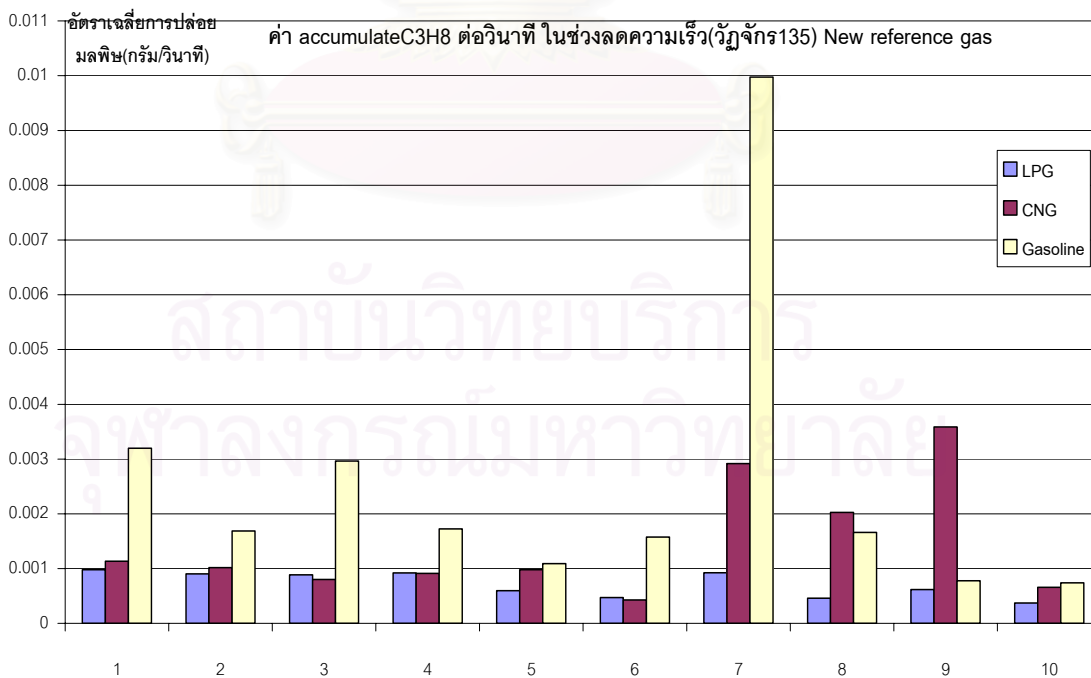
รูปที่ 5-141 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ CO<sub>2</sub> เฉลี่ยในช่วงลดความเร็ว



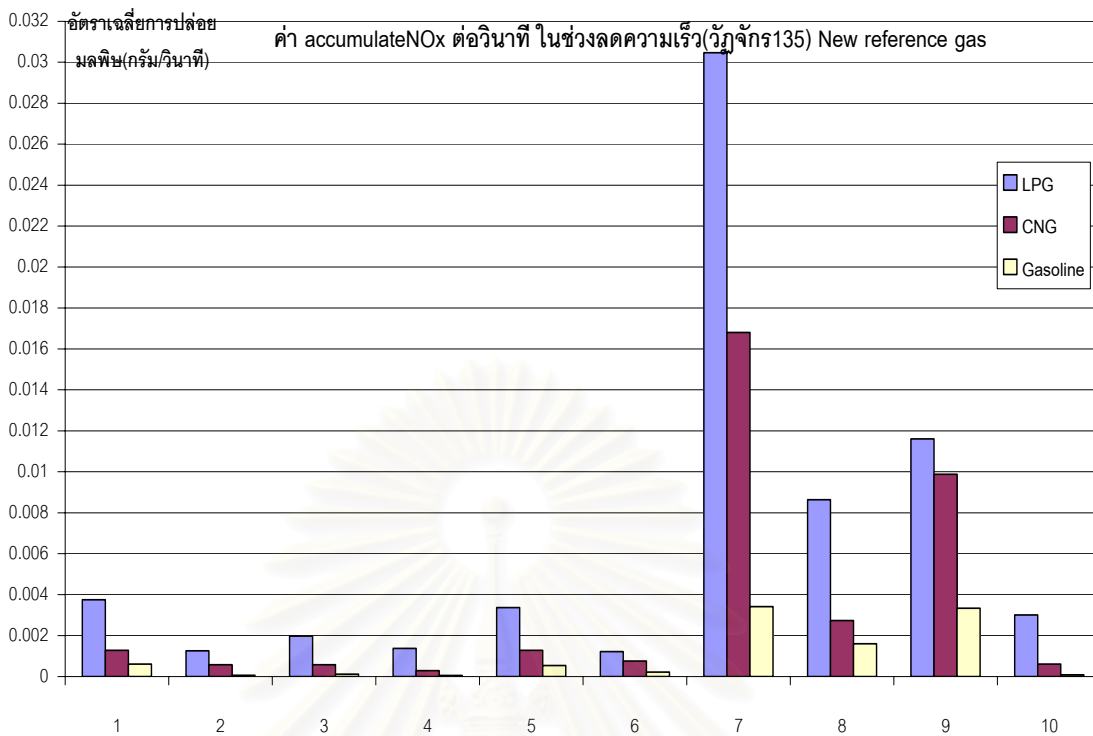


รูปที่ 5-142 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ C<sub>6</sub>H<sub>14</sub> เฉลี่ยในช่วงลดความเร็ว

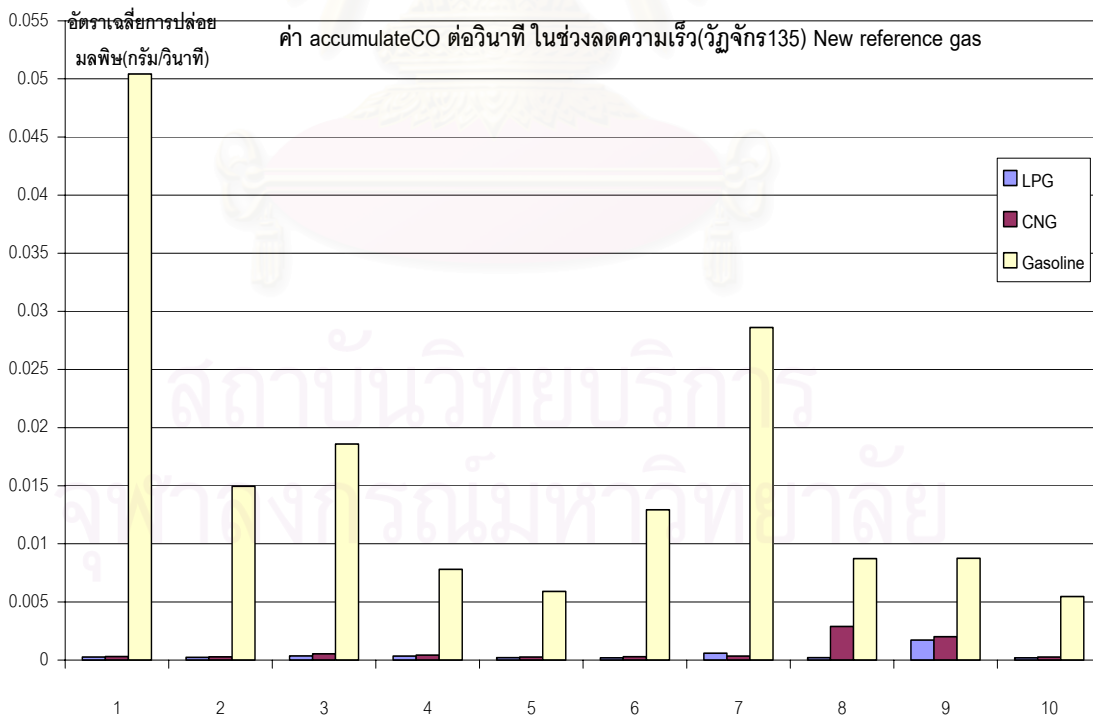
- ผลที่ได้จากการทดสอบครั้งที่ 2



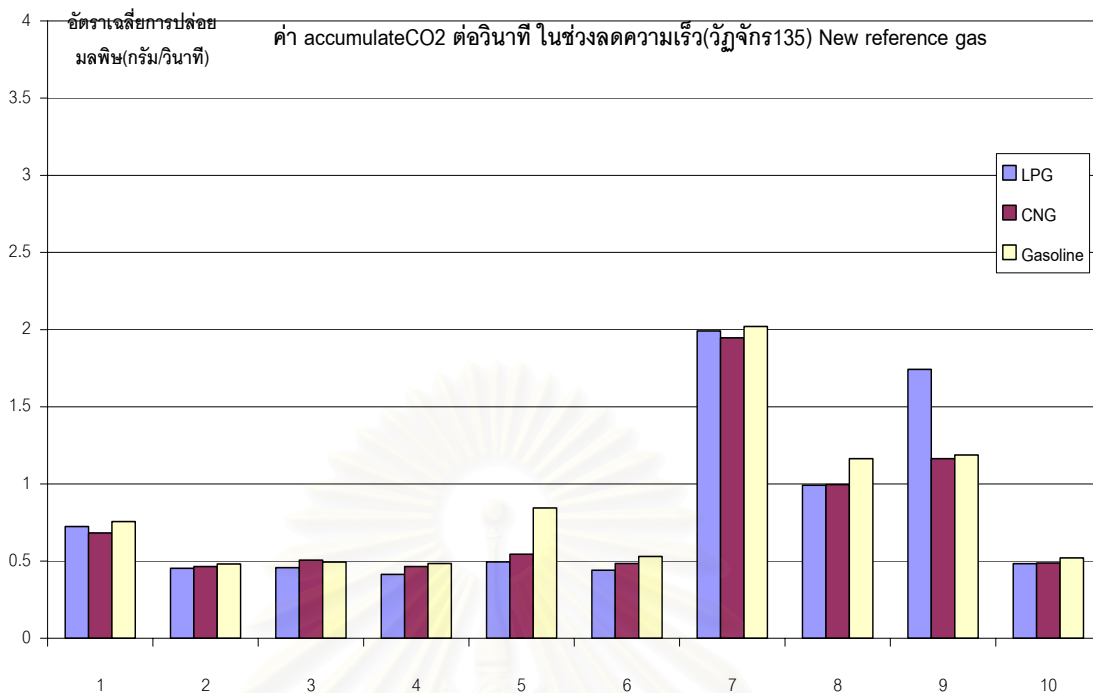
รูปที่ 5-143 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ C<sub>3</sub>H<sub>8</sub> เฉลี่ยในช่วงลดความเร็ว



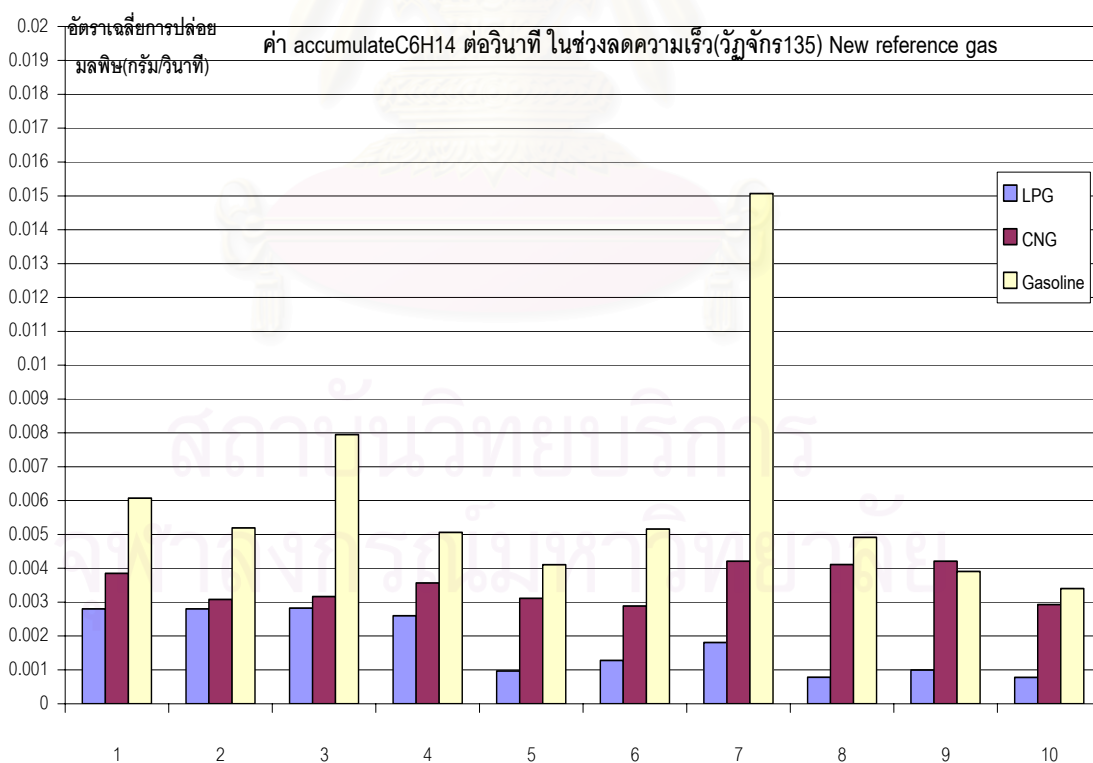
รูปที่ 5-144 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ NOx เฉลี่ยในช่วงลดความเร็ว



รูปที่ 5-145 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ CO เฉลี่ยในช่วงลดความเร็ว



รูปที่ 5-146 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ CO<sub>2</sub> เฉลี่ยในช่วงลดความเร็ว



รูปที่ 5-147 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ C<sub>6</sub>H<sub>14</sub> เฉลี่ยในช่วงลดความเร็ว

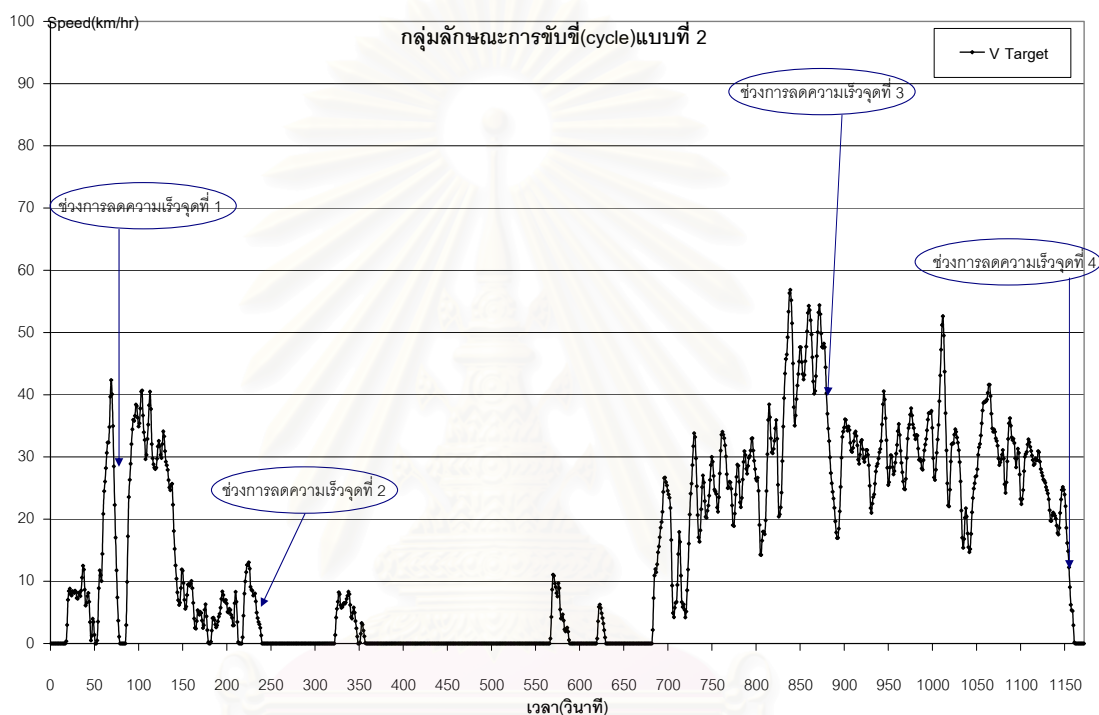
จากการวิเคราะห์กราฟจากรูปที่ 5-138 ถึง รูปที่ 5-147 ช่วงอัตราลดความเร็วในกลุ่มลักษณะการขับปีที่ 1, 3 และ 5 ในการทดสอบครั้งที่ 1 และการทดสอบครั้งที่ 2 พบว่าในแต่ละช่วงการลดความเร็วตลอดการทดสอบเกิดค่าไฮโดรคาร์บอนที่แตกต่างกัน เมื่อเทียบระหว่างสามเชื้อเพลิงจะพบว่าแนวโน้มความแตกต่างเหมือนกันในบางช่วงและเปลี่ยนแปลงในหลายช่วง โดยเฉพาะในการทดสอบครั้งที่ 2 เกือบทุกช่วงได้ปริมาณไฮโดรคาร์บอนของเชื้อเพลิงก๊าซโซลีนสูงที่สุด รองลงมาเป็นของก๊าซธรรมชาติ และค่าต่ำสุดคือไฮโดรคาร์บอนจากก๊าซหุงต้ม แต่เมื่อพิจารณาเฉพาะเชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติและก๊าซหุงต้มจะพบว่าก๊าซธรรมชาติมีแนวโน้มปริมาณไฮโดรคาร์บอนมากกว่าก๊าซหุงต้มเกือบทุกช่วงที่นำมาพิจารณา สำหรับบางช่วงที่ปริมาณไฮโดรคาร์บอนของก๊าซโซลีนต่ำกว่าเป็นผลมาจากรูปแบบการลดความเร็วเพราะบางครั้งมีการลดความเร็วอย่างรวดเร็วแทนที่จะค่อยๆ ลดความเร็ว และในระบบการจ่ายเชื้อเพลิงก๊าซโซลีนการลดความเร็วอย่างรวดเร็วจะส่งผลให้หัวฉีดเกิดการปิดจ่ายเชื้อเพลิงชั่วคราวทำให้ปริมาณมลพิษในขณะนั้นลดลงมาก

ในส่วนของปริมาณ NOx ในทุกช่วงพิจารณาในช่วงอัตราเร่งความเร็ว จากการทดสอบครั้งที่ 1 และการทดสอบครั้งที่ 2 เมื่อเปรียบเทียบพบแนวโน้มความแตกต่างเหมือนกัน โดยที่ปริมาณ NOx ของเชื้อเพลิงก๊าซหุงต้มมากที่สุด รองลงมาเป็นเชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติและน้อยสุดเป็นของเชื้อเพลิงก๊าซโซลีน ซึ่งการที่ปริมาณ NOx ของก๊าซโซลีนต่ำสุด ซึ่งอาจเป็นผลมาจากก๊าซธรรมชาติและก๊าซหุงต้มเผาไหม้ได้ดีกว่าก๊าซโซลีน ประกอบกับตัว Three-way Catalytic Converter ที่ใช้ลดปริมาณ NOx ถูกออกแบบมาให้เหมาะสมกับเชื้อเพลิงก๊าซโซลีน สำหรับปริมาณ NOx จากก๊าซหุงต้มที่สูงกว่าก๊าซธรรมชาติอาจเป็นผลมาจากก๊าซหุงต้มเผาไหม้ได้ดีกว่าก๊าซธรรมชาติ ประกอบกับตัว Catalytic converter ทำงานได้ดีกับก๊าซธรรมชาติเพราะเมื่อพิจารณาที่อุณหภูมิไอเสียจากการทดสอบพบว่าก๊าซธรรมชาติสูงกว่าก๊าซหุงต้ม

สำหรับปริมาณ CO และปริมาณ CO<sub>2</sub> จากกราฟจะทำให้ทราบได้ว่าแนวโน้มความแตกต่างระหว่างทั้งสามเชื้อเพลิงเป็นไปในทิศทางเดียวกันเกือบทุกช่วงลดความเร็ว โดยปริมาณ CO ในเกือบทุกช่วงลดความเร็ว(ยกเว้นช่วงที่ 6 ในก๊าซอ้างอิงเก่า)จากเชื้อเพลิงก๊าซโซลีนสูงกว่าจาก CNG และ LPG มาก ซึ่งเป็นผลมาจากในช่วงเร่งเชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติและก๊าซหุงต้มทำงานที่ส่วนผสมหนากว่า ส่วนปริมาณ CO<sub>2</sub> ของก๊าซโซลีนในเกือบทุกช่วงลดความเร็วมากกว่าของ CNG และ LPG เล็กน้อยตามลำดับ

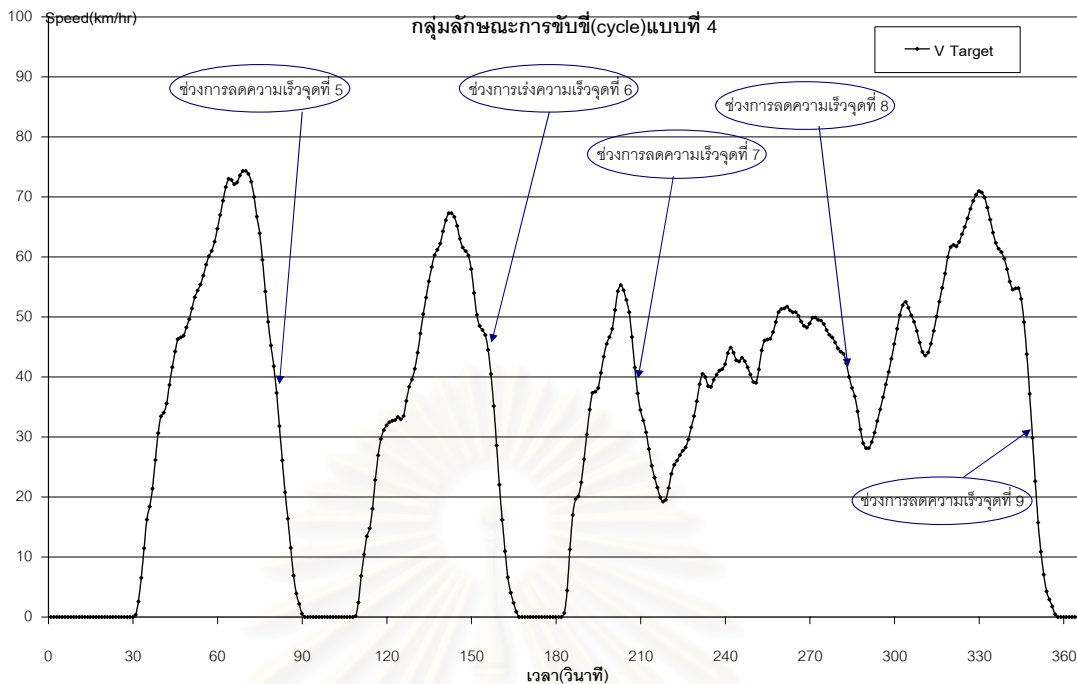
- ช่วงที่ทำการพิจารณา เป็นกลุ่มลักษณะการขับขี่ที่ 2, 4, 6

ในหัวข้อนี้จะแสดงช่วงลดความเร็วที่นำมาพิจารณาดูมลพิษตามกลุ่มลักษณะการขับขี่ที่ 2, 4, 6 ดังแสดงในรูปที่ 5-148, 5-149, 5-150 ตามลำดับ

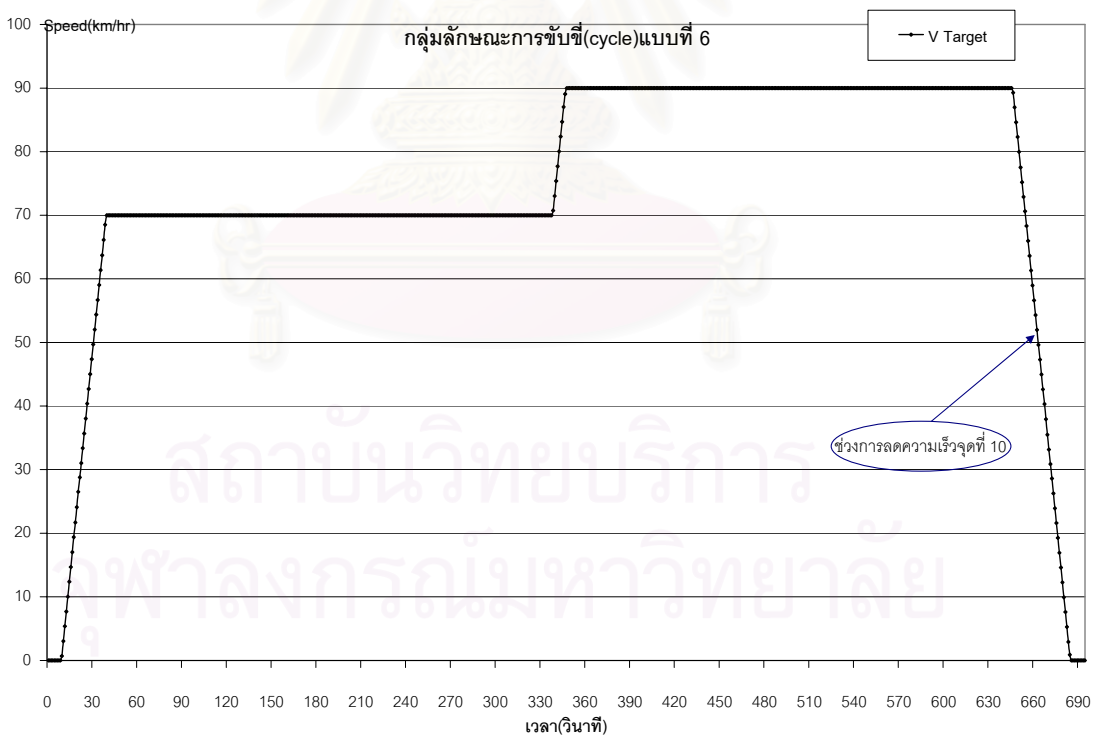


รูปที่ 5-148 แสดงช่วงลดความเร็วที่นำมาพิจารณาในกลุ่มลักษณะการขับขี่ที่ 2

สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



รูปที่ 5-149 แสดงช่วงลดความเร็วที่นำมาพิจารณาในกลุ่มลักษณะการขับขี่ที่ 4

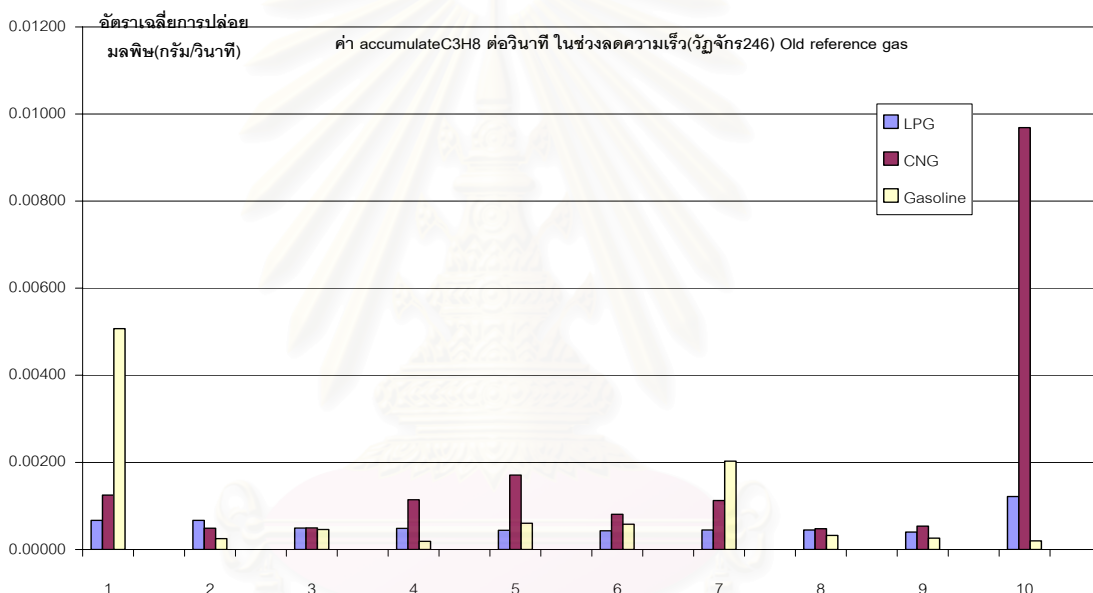


รูปที่ 5-150 แสดงช่วงลดความเร็วที่นำมาพิจารณาในกลุ่มลักษณะการขับขี่ที่ 6

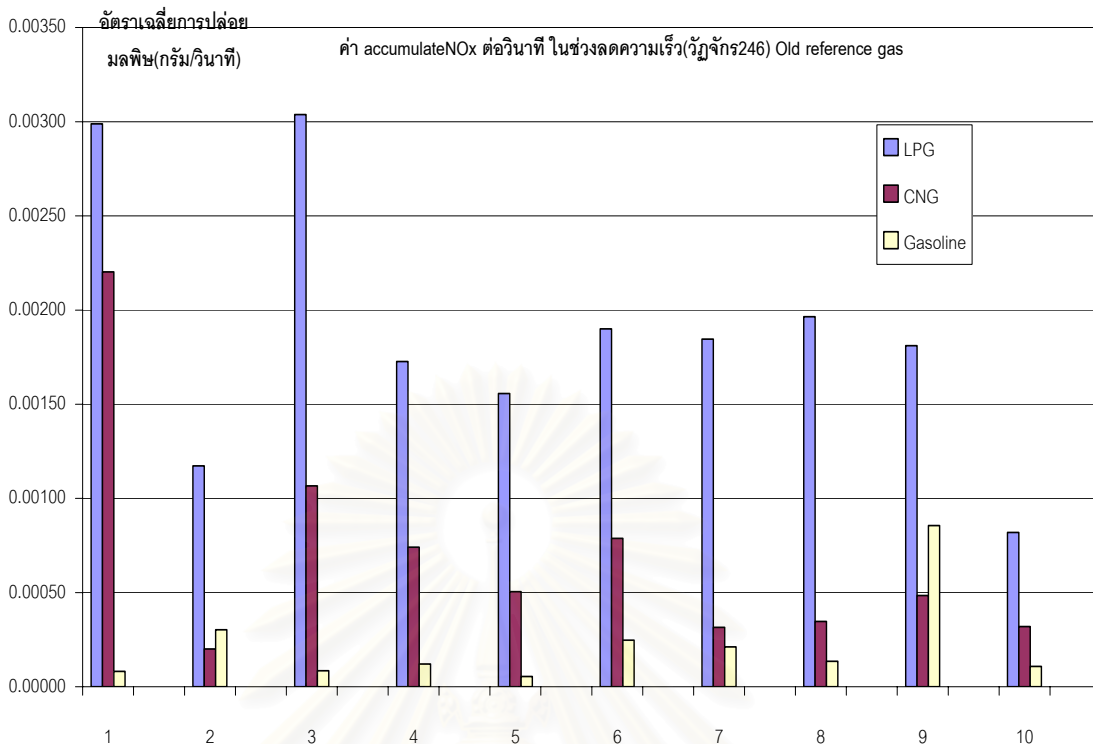
- ผลการเปรียบเทียบเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG

ในหัวข้อนี้แสดงผลการเปรียบเทียบมลพิษของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG โดยค่ามลพิษแสดงเป็นอัตราเฉลี่ยการปล่อยมลพิษ มีหน่วยเป็น กรัม/วินาที ซึ่งบ่งบอกถึงค่าเฉลี่ยของมลพิษที่ออกมาจากรถยนต์ในแต่ละวินาที สำหรับอัตราเฉลี่ยการปล่อยมลพิษคำนวณมาจากข้อมูลมลพิษแบบ Instantaneous โดยนำข้อมูลมาตัดช่วงที่ต้องการพิจารณาแล้วทำการ accumulate ก่อนหาค่าเฉลี่ยต่อเวลาที่ปลดปล่อยมลพิษ

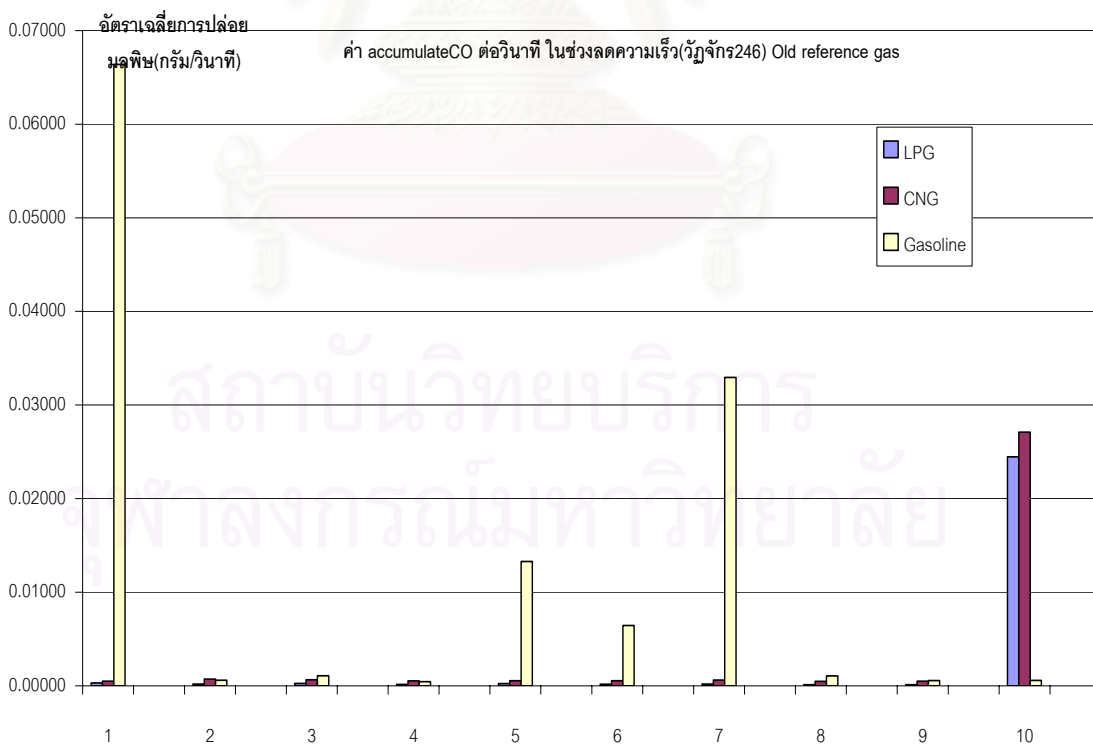
- ผลที่ได้จากการทดสอบครั้งที่ 1



รูปที่ 5-151 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ C<sub>3</sub>H<sub>8</sub> เฉลี่ยในช่วงลดความเร็ว

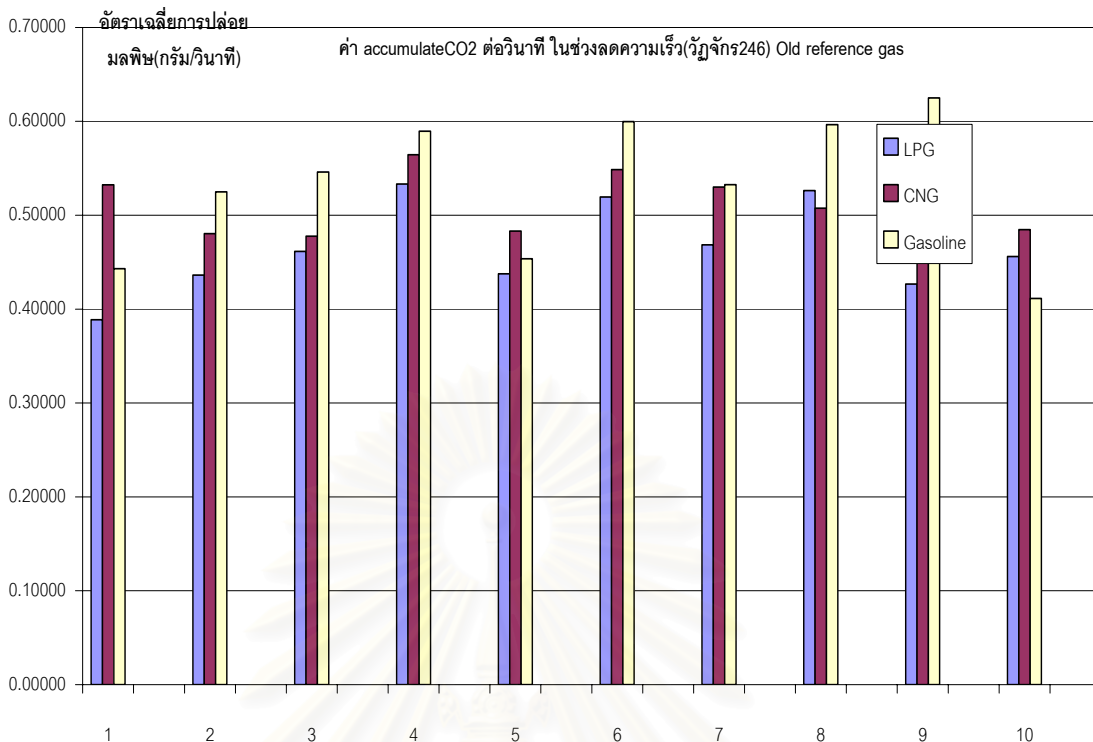


รูปที่ 5-152 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ NOx เฉลี่ยในช่วงลดความเร็ว

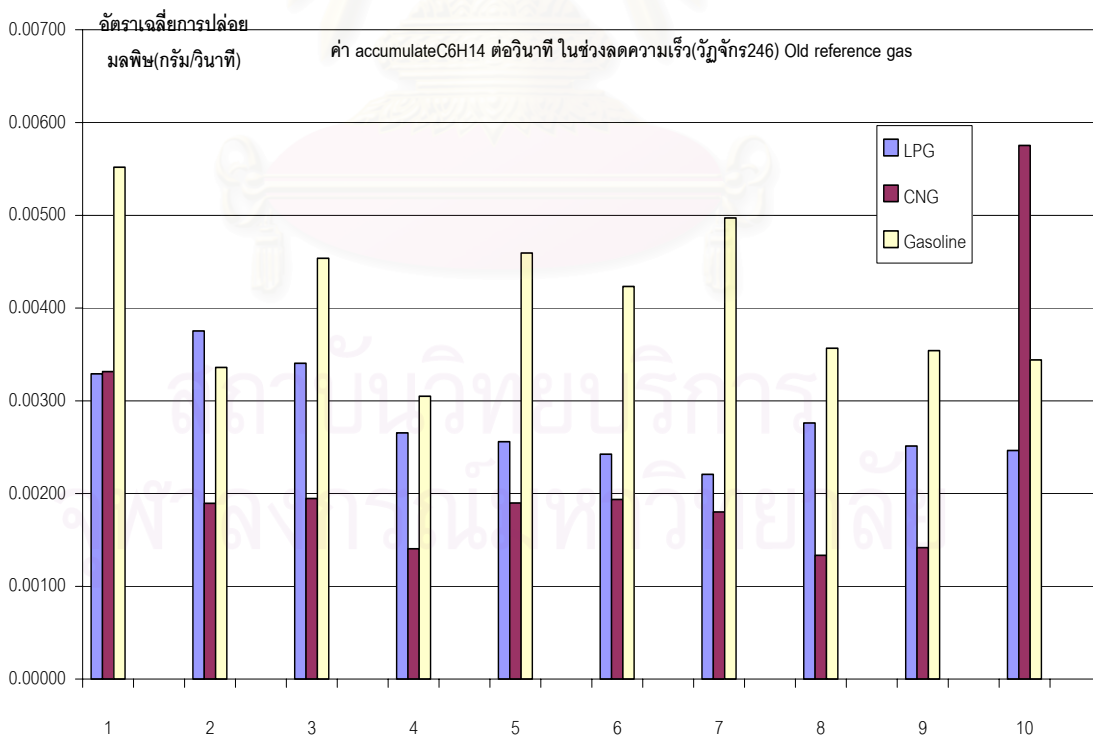


รูปที่ 5-153 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ CO เฉลี่ยในช่วงลดความเร็ว



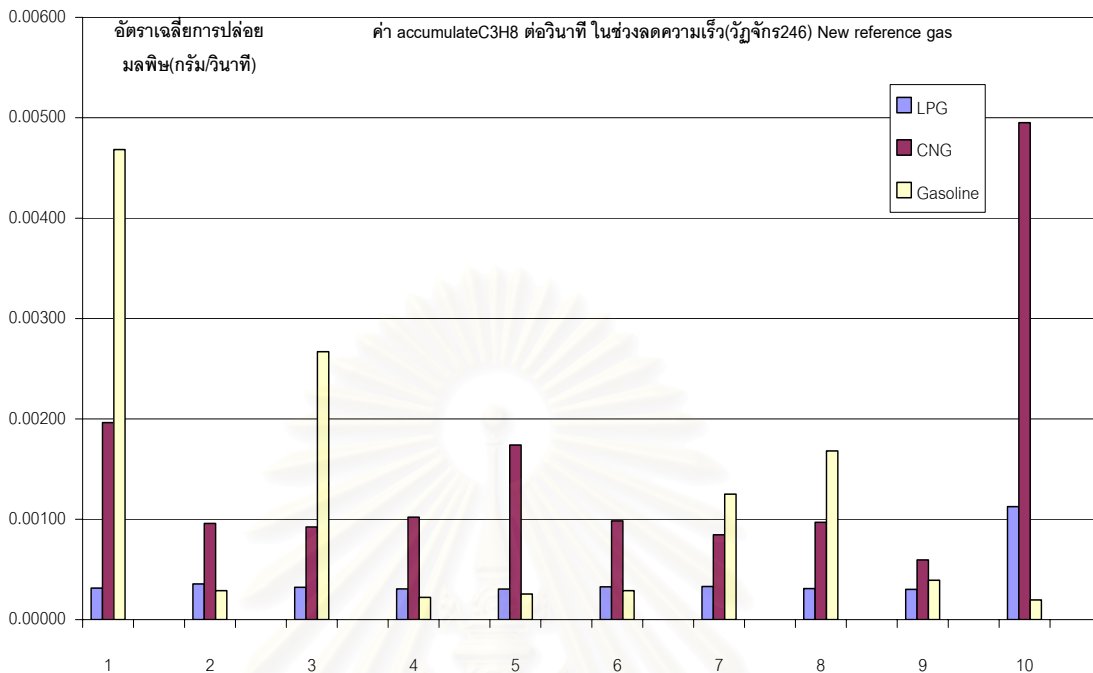


รูปที่ 5-154 แสดงเปรียบเทียบอัตราการผลิตมลพิษ CO<sub>2</sub> เฉลี่ยในช่วงลดความเร็ว

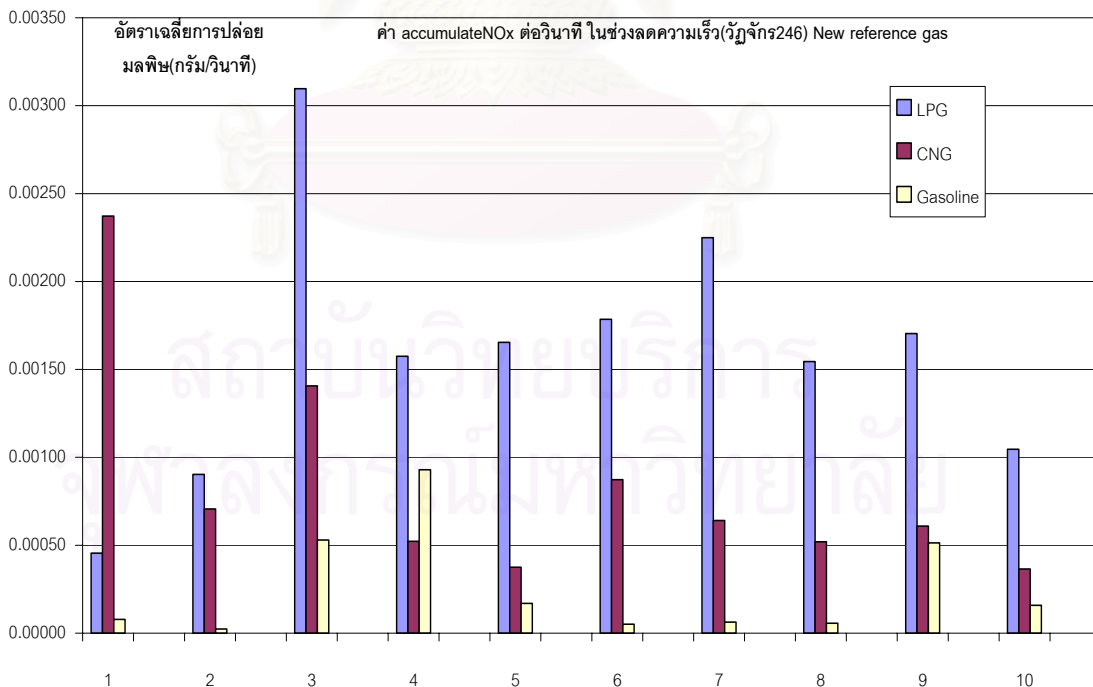


รูปที่ 5-155 แสดงเปรียบเทียบอัตราการผลิตมลพิษ C<sub>6</sub>H<sub>14</sub> เฉลี่ยในช่วงลดความเร็ว

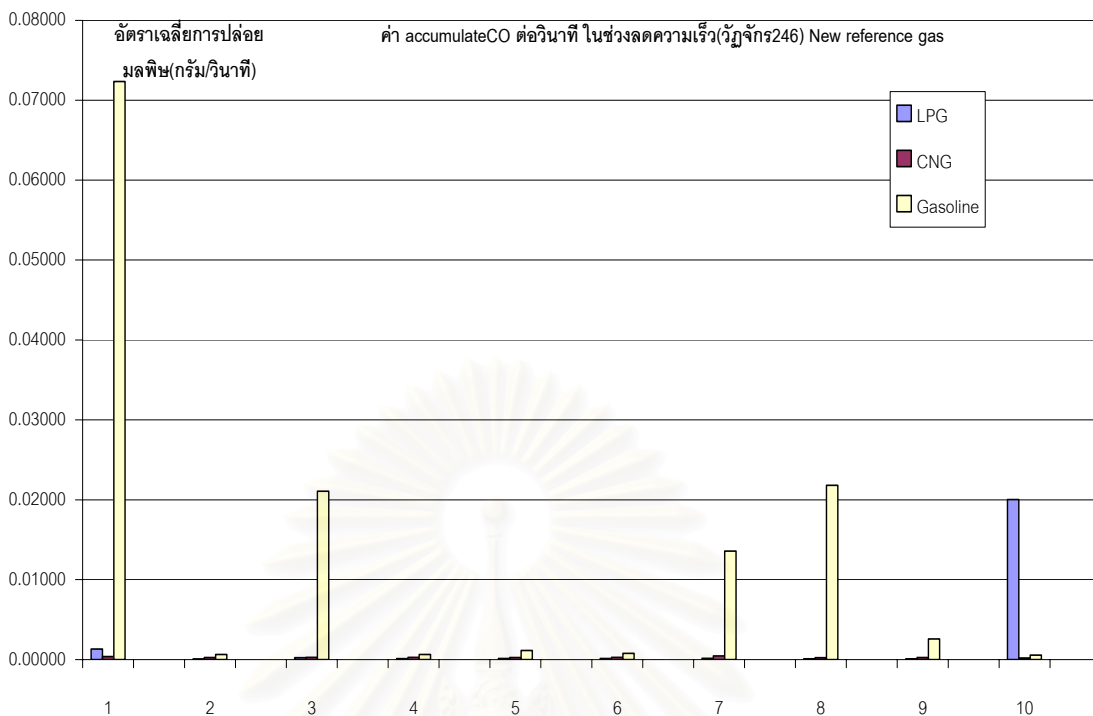
- ผลที่ได้จากการทดสอบครั้งที่ 2



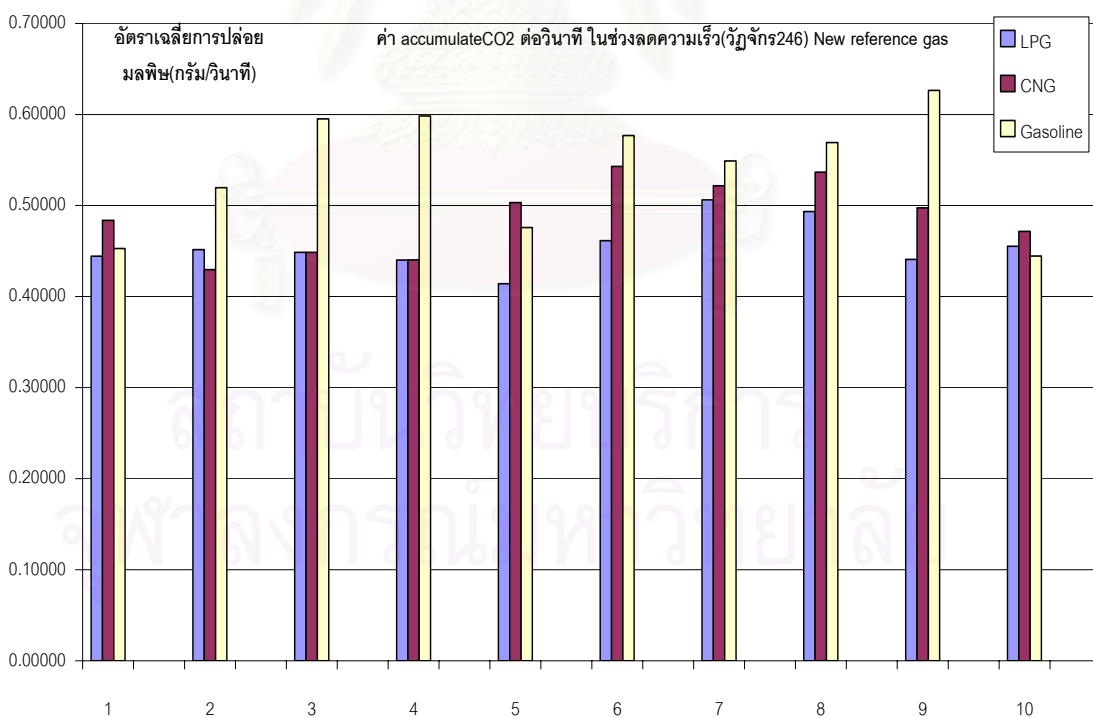
รูปที่ 5-156 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ C<sub>3</sub>H<sub>8</sub> เฉลี่ยในช่วงลดความเร็ว



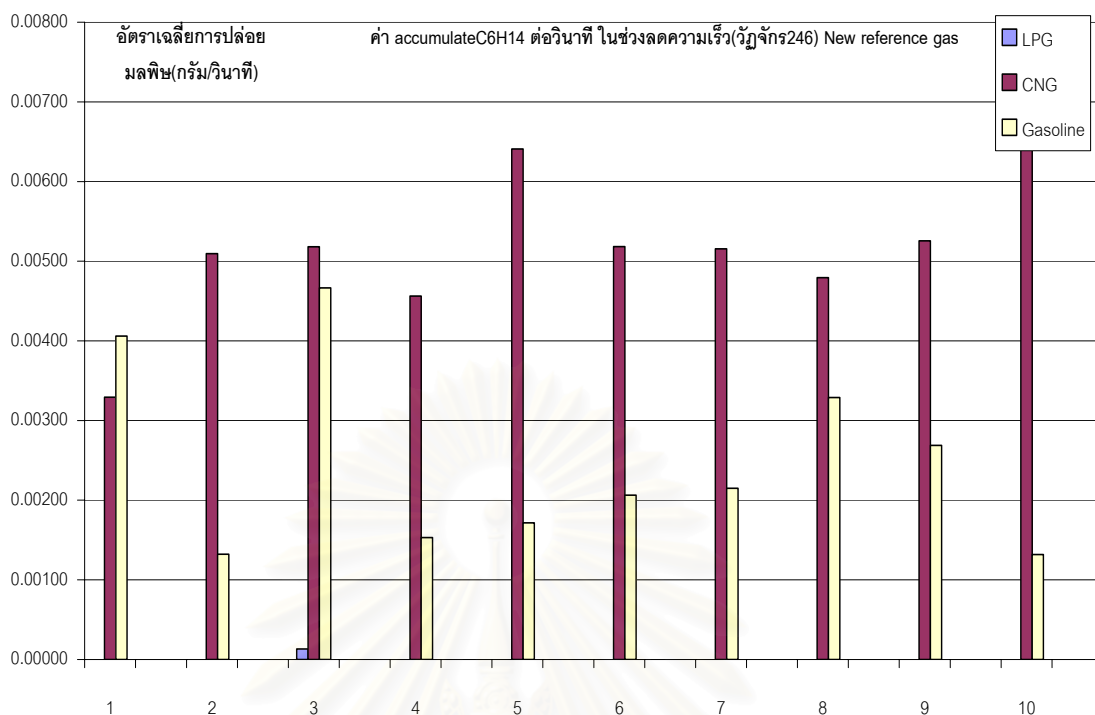
รูปที่ 5-157 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ NO<sub>x</sub> เฉลี่ยในช่วงลดความเร็ว



รูปที่ 5-158 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ CO เฉลี่ยในช่วงลดความเร็ว



รูปที่ 5-159 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ CO<sub>2</sub> เฉลี่ยในช่วงลดความเร็ว



รูปที่ 5-160 แสดงเปรียบเทียบอัตราการปล่อยมลพิษ  $C_6H_{14}$  เฉลี่ยในช่วงลดความเร็ว

จากการวิเคราะห์กราฟจากรูปที่ 5-151 ถึง รูปที่ 5-160 ช่วงอัตราลดความเร็วในกลุ่มลักษณะการขับที่ 2, 4 และ 6 ในก๊าซอ้างอิงทั้งเก่าและใหม่พบว่าในแต่ละช่วงการลดความเร็วเกิดค่าไฮโดรคาร์บอนที่แตกต่างกัน โดยเมื่อเทียบระหว่างสามเชื้อเพลิงจะพบว่าแนวโน้มความแตกต่างเหมือนกันในบางช่วงและเปลี่ยนแปลงในหลายๆ ช่วง แต่เมื่อพิจารณาเฉพาะเชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติและก๊าซหุงต้มจะพบว่าก๊าซธรรมชาติมีแนวโน้มปริมาณไฮโดรคาร์บอนมากกว่าก๊าซหุงต้มเกือบทุกช่วงที่นำมาพิจารณา เนื่องจากก๊าซธรรมชาติมีความเร็วเปลวไฟต่ำกว่าก๊าซหุงต้มและถ้าเทียบกับเชื้อเพลิงก๊าซโซลีนจะพบว่าปริมาณไฮโดรคาร์บอนจากก๊าซโซลีนในบางช่วงพิจารณาสูงกว่าและบางช่วงต่ำกว่าเชื้อเพลิงก๊าซ ซึ่งเป็นผลมาจากรูปแบบการลดความเร็วเพราะบางครั้งอาจมีการลดความเร็วอย่างรวดเร็วแทนที่จะค่อยๆ ลดความเร็ว และในระบบการจ่ายเชื้อเพลิงก๊าซโซลีนการลดความเร็วอย่างรวดเร็วจะส่งผลให้หัวฉีดเกิดการปิดจ่ายเชื้อเพลิงชั่วคราวทำให้ปริมาณมลพิษในขณะนั้นลดลงมาก

ในส่วนของปริมาณ  $NO_x$  ในทุกช่วงพิจารณาที่ช่วงอัตราเร่งความเร็ว จากการทดสอบครั้งที่ 1 และการทดสอบครั้งที่ 2 เมื่อเปรียบเทียบพบแนวโน้มความแตกต่างเหมือนกัน โดยที่ปริมาณ  $NO_x$  ของเชื้อเพลิงก๊าซหุงต้มมากที่สุด รองลงมาเป็นเชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติและน้อยสุดเป็นของเชื้อเพลิงก๊าซโซลีน ซึ่งการที่ปริมาณ  $NO_x$  ของก๊าซโซลีนต่ำสุด ซึ่งอาจเป็นผลมาจากก๊าซธรรมชาติ

และก๊าซหุงต้มเผาไหม้ได้ดีกว่าก๊าซโซลีน ประกอบกับตัว Three-way Catalytic Converter ที่ใช้ลดปริมาณ NOx ถูกออกแบบมาให้เหมาะสมกับเชื้อเพลิงก๊าซโซลีน สำหรับปริมาณ NOx จากก๊าซหุงต้มที่สูงกว่าก๊าซธรรมชาติอาจเป็นผลมาจากก๊าซหุงต้มเผาไหม้ได้ดีกว่าก๊าซธรรมชาติ ประกอบกับตัว Catalytic converter ทำงานได้ดีกับก๊าซธรรมชาติเพราะเมื่อพิจารณาที่อุณหภูมิไอเสียจากการทดสอบพบว่าก๊าซธรรมชาติสูงกว่าก๊าซหุงต้ม

สำหรับปริมาณ CO และปริมาณ CO<sub>2</sub> จากกราฟจะทำให้ทราบได้ว่าแนวโน้มความแตกต่างระหว่างทั้งสามเชื้อเพลิงเป็นไปในทิศทางเดียวกันเกือบทุกช่วงลดความเร็ว โดยปริมาณ CO ในเกือบทุกช่วงลดความเร็ว(ยกเว้นช่วงที่ 10)จากเชื้อเพลิงก๊าซโซลีนสูงกว่าจาก CNG และ LPG เพราะเป็นผลมาจากในช่วงลดความเร็วก๊าซโซลีนจะทำงานที่ส่วนผสมหนา ส่วนปริมาณ CO<sub>2</sub> ของก๊าซโซลีนในเกือบทุกช่วงลดความเร็วมากกว่าของ CNG และ LPG ตามลำดับ



สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

## บทที่ 6

### สรุปผล และข้อเสนอแนะ

#### 6.1 สรุปผล

จากผลการทดสอบการใช้ก๊าซธรรมชาติและก๊าซหุงต้มในรถยนต์นั่งเครื่องยนต์สันดาปภายในแบบจุดระเบิดด้วยหัวเทียน(SI) สามารถสรุปเป็น 1. ตัวแปรอุณหภูมิการทำงาน ผลอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงและอัตราการใช้พลังงานต่อระยะทางขณะขับที่ทดสอบด้วยความเร็วคงที่บนถนนจริง 2. ผลอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงและอัตราการใช้พลังงานต่อระยะทางขณะทดสอบตามรูปแบบลักษณะการขับที่ Bangkok Driving Mode 3. ผลมลพิษที่เกิดขึ้นจากการทดสอบตามรูปแบบลักษณะการขับที่ Bangkok Driving Mode สำหรับผลจากการทดสอบบนแท่น Chassis Dynamometer ที่ขับที่ตาม Bangkok Driving Mode จะมีการเปรียบเทียบผลที่เกิดขึ้นของก๊าซธรรมชาติและก๊าซหุงต้มกับก๊าซโซลีน ซึ่งเป็นเชื้อเพลิงพื้นฐานของเครื่องยนต์ SI

##### 6.1.1 เปรียบเทียบผลระหว่างการใช้ก๊าซธรรมชาติกับก๊าซหุงต้มต่ออัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงและอุณหภูมิของรถยนต์เมื่อขับที่ทดสอบด้วยความเร็วคงที่

1. จากการพิจารณาอุณหภูมิตัวแปรการทำงานขณะทำการทดสอบพบว่าในแต่ละอุณหภูมิที่ทำการวัดมีค่าใกล้เคียงจนเกือบคงที่ตลอดการทดสอบ และเมื่อพิจารณาเปรียบเทียบการทดสอบเมื่อใช้เชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติและก๊าซหุงต้มพบว่า ที่สภาวะอุณหภูมิบรรยากาศห้องเครื่องได้ฝากระโปรงรถ ในการทดสอบใกล้เคียงกันจะได้อุณหภูมิไอเสียและอุณหภูมิน้ำมันเครื่องจากการใช้ก๊าซธรรมชาติมีค่าสูงกว่าการใช้ก๊าซหุงต้ม ซึ่งส่วนหนึ่งน่าจะเป็นผลมาจากการที่ก๊าซธรรมชาติมีอุณหภูมิการเผาไหม้สูงกว่าก๊าซหุงต้ม
2. การทดสอบเพื่อวัดอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงเบื้องต้น โดยใช้เครื่องยนต์ขับเคลื่อนรถยนต์นั่งด้วยความเร็วคงที่ 60, 70, 80 และ 90 km/hr พบว่าก๊าซธรรมชาติมีอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง 4.60, 4.91, 5.01 และ 6.33 kg/100km ตามลำดับ ส่วนก๊าซหุงต้มมีอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง 6.46, 6.64, 6.86 และ 7.69 l/100km ตามลำดับ
3. การคำนวณหาการใช้พลังงานต่อระยะทาง เมื่อทำการพิจารณาดูการใช้พลังงานต่อระยะทางของทั้งก๊าซธรรมชาติและก๊าซหุงต้มพบว่า การใช้พลังงานต่อระยะทางของก๊าซธรรมชาติสูงกว่าของก๊าซหุงต้ม 0.48%, 4.24%, 2.89%, 16.10% ที่ความเร็วรถทดสอบคงที่ 60,

70, 80 และ 90 km/hr ตามลำดับ ซึ่งเป็นผลมาจากการที่ก๊าซธรรมชาติที่ใช้มีค่า Heating Value และ ค่า Wobbe index ต่ำกว่าเชื้อเพลิงก๊าซหุงต้มที่ใช้ในการทดสอบ ทำให้ปริมาณก๊าซธรรมชาติที่ใช้มากกว่าเพื่อให้ได้งานเท่ากัน

### 6.1.2 เปรียบเทียบผลอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงและอัตราการใช้พลังงานต่อระยะทาง ระหว่างการใช้ก๊าซธรรมชาติก๊าซหุงต้ม และก๊าซโซลีนของรถยนต์เมื่อขับที่ทดสอบ ตามรูปแบบลักษณะการขับขี่ Bangkok Driving Mode

1. การทดสอบเพื่อวัดอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง โดยใช้เครื่องยนต์ขับเคลื่อนรถยนต์นั่ง ด้วยความเร็วตามรูปแบบลักษณะการขับขี่ Bangkok Driving Mode บนแท่นทดสอบ Chassis Dynamometer พบว่าในกลุ่มลักษณะการขับขี่ที่ 1 – 6 ในการทดสอบครั้งที่ 1 ก๊าซธรรมชาติมีอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง 14.93, 10.26, 8.16, 7.48, 7.38 และ 5.20 l/100km ตามลำดับ ก๊าซหุงต้มมีอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง 13.47, 9.37, 7.61, 6.95, 6.42 และ 5.00 l/100km ตามลำดับ และก๊าซโซลีนมีอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง 14.96, 10.81, 8.61, 7.74, 7.54 และ 5.58 l/100km ตามลำดับ ส่วนการทดสอบครั้งที่ 2 ก๊าซธรรมชาติมีอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง 14.07, 9.82, 8.00, 7.40, 7.00 และ 5.05 l/100km ตามลำดับ ก๊าซหุงต้มมีอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง 13.05, 9.41, 7.58, 6.92, 6.75 และ 4.94 l/100km ตามลำดับ และก๊าซโซลีนมีอัตราการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง 15.02, 10.84, 8.87, 7.90, 7.83 และ 5.61 l/100km ตามลำดับ

2. เมื่อทำการพิจารณาการดูการใช้พลังงานต่อระยะทางของทั้งก๊าซธรรมชาติและก๊าซหุงต้ม พบว่า การใช้พลังงานต่อระยะทางของก๊าซธรรมชาติสูงกว่าของก๊าซหุงต้ม ซึ่งมีแนวโน้มว่าเปอร์เซ็นต์ความแตกต่างระหว่างก๊าซธรรมชาติและก๊าซหุงต้มจะขึ้นอยู่กับกลุ่มลักษณะการขับขี่ โดยในกลุ่มลักษณะการขับขี่ที่ 1 – 6 การทดสอบครั้งที่ 1 ก๊าซธรรมชาติมีการใช้พลังงานต่อระยะทางมากกว่าก๊าซหุงต้ม 9.70%, 8.62%, 6.70%, 7.02%, 12.97% และ 3.85% ตามลำดับ ส่วนการทดสอบครั้งที่ 2 ก๊าซธรรมชาติมีการใช้พลังงานต่อระยะทางมากกว่าก๊าซหุงต้ม 7.18%, 4.14%, 5.38%, 6.57%, 3.58% และ 2.03% ตามลำดับ

3. เมื่อทำการพิจารณาการดูการใช้พลังงานต่อระยะทางของทั้งก๊าซธรรมชาติกับเชื้อเพลิง ก๊าซโซลีนพบว่า การใช้พลังงานต่อระยะทางของก๊าซธรรมชาติต่ำกว่าของก๊าซโซลีน ซึ่งมีแนวโน้มเปอร์เซ็นต์ความแตกต่างของก๊าซธรรมชาติกับก๊าซโซลีนใกล้เคียงกันในแต่ละรูปแบบการขับขี่ โดยในกลุ่มลักษณะการขับขี่ที่ 1 – 6 การทดสอบครั้งที่ 1 ก๊าซโซลีนมีการใช้พลังงานต่อระยะทางมากกว่าก๊าซธรรมชาติ 44.66%, 52.03%, 52.31%, 49.25%, 47.27% และ 54.61% ตามลำดับ

ส่วนการทดสอบครั้งที่ 2 ก๊าซโซลีนมีการใช้พลังงานต่อระยะทางมากกว่าก๊าซธรรมชาติ 53.98%, 59.25%, 59.70%, 53.91%, 61.16% และ 60.51% ตามลำดับ

4. เมื่อทำการพิจารณาดูการใช้พลังงานต่อระยะทางของทั้งก๊าซหุงต้มกับเชื้อเพลิง ก๊าซ โซลีนพบว่า การใช้พลังงานต่อระยะทางของก๊าซหุงต้มต่ำกว่าของก๊าซโซลีน ซึ่งมีแนวโน้ม เปอร์เซนต์ความแตกต่างของก๊าซหุงต้มกับก๊าซโซลีนใกล้เคียงกันในแต่ละรูปแบบการขับขี่ โดยใน กลุ่มลักษณะการขับขี่ที่ 1 - 6 การทดสอบครั้งที่ 1 ก๊าซโซลีนมีการใช้พลังงานต่อระยะทาง มากกว่าก๊าซหุงต้ม 60.21%, 66.37%, 63.24%, 60.53%, 69.23% และ 60.80% ตามลำดับ ส่วนการทดสอบครั้งที่ 2 ก๊าซโซลีนมีการใช้พลังงานต่อระยะทางมากกว่าก๊าซหุงต้ม 65.89%, 66.13%, 68.78%, 64.74%, 67.14% และ 63.83% ตามลำดับ

### 6.1.3 เปรียบเทียบผลมลพิษเชื้อเพลิงระหว่างการใช้ก๊าซธรรมชาติ ก๊าซหุงต้มและ ก๊าซโซลีนของรถยนต์เมื่อขับขี่ทดสอบตามรูปแบบลักษณะการขับขี่ Bangkok Driving Mode

#### (ก) ผลการวิเคราะห์มลพิษรวมต่อระยะทางในแต่ละกลุ่มลักษณะการขับขี่

สำหรับผลมลพิษนี้ทำการวัดได้ในการทดสอบแต่ละกลุ่มลักษณะการขับขี่ โดยค่าที่วัด ได้มาจากเครื่องวิเคราะห์ตัวอย่างไอเสียในถุงเก็บตัวอย่างที่เก็บสะสมตลอดการทดสอบแต่ละ กลุ่มลักษณะการขับขี่ ค่าที่ทำการวัดคือ THC CO NOx และ CO<sub>2</sub> ซึ่งเครื่องวิเคราะห์จะใช้วิธีหา ปริมาณมลพิษแต่ละตัวแตกต่างกัน

1. ค่าปริมาณไฮโดรคาร์บอนที่ยังไม่เผาไหม้ พบว่าเกือบทุกกลุ่มลักษณะการขับขี่มี แนวโน้มปริมาณไฮโดรคาร์บอนต่อระยะทางที่เกิดขึ้นจากการใช้เชื้อเพลิงก๊าซโซลีนมีค่ามากที่สุด รองลงมาได้จากการใช้เชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติ ส่วนปริมาณที่เกิดขึ้นจากเชื้อเพลิงก๊าซหุงต้มมีค่า น้อยที่สุด

2. ค่าปริมาณ NOx ที่เกิดขึ้นจากกระบวนการเผาไหม้ พบว่าทุกกลุ่มลักษณะการขับขี่มี แนวโน้มปริมาณ NOx ต่อระยะทางที่เกิดขึ้นจากการใช้เชื้อเพลิงก๊าซหุงต้มมีค่ามากที่สุด รองลงมาได้จากการใช้เชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติ ส่วนปริมาณที่เกิดขึ้นจากเชื้อเพลิงก๊าซโซลีนมีค่า น้อยที่สุด

3. ค่าปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์ที่เกิดขึ้นจากการเผาไหม้ พบว่าเกือบทุกกลุ่มลักษณะ การขับขี่มีแนวโน้มปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์ต่อระยะทางที่เกิดขึ้นจากการใช้เชื้อเพลิงก๊าซ โซลีนมีค่ามากที่สุด รองลงมาได้จากการใช้เชื้อเพลิงก๊าซหุงต้ม ส่วนปริมาณที่เกิดขึ้นจากเชื้อเพลิง ก๊าซธรรมชาติมีค่าน้อยที่สุด



**(ข) ผลการวิเคราะห์มลพิษในช่วงเดินเบา ช่วงความเร็วคงที่ ช่วงเร่งความเร็วและ ช่วงลดความเร็ว**

สำหรับผลมลพิษที่นำมาทำการวิเคราะห์ได้มาจากการเก็บผลมลพิษแบบ instantaneous ในการทดสอบแต่ละกลุ่มลักษณะการขับที่ โดยค่าที่วัดได้มาจากเครื่องวิเคราะห์ ส่วนค่าที่ทำการวัดคือ THC CO NOx และ CO<sub>2</sub> ซึ่งเครื่องวิเคราะห์จะใช้วิธีหาปริมาณมลพิษแต่ละตัวแตกต่างกัน สำหรับการวิเคราะห์ผล instantaneous จะแบ่งช่วงการพิจารณาเป็น ช่วงเดินเบา, ช่วงเร่งความเร็ว, ช่วงลดความเร็ว และช่วงความเร็วคงที่

1. ในช่วงเดินเบาจากการวิเคราะห์พบว่า ปริมาณไฮโดรคาร์บอนที่ยังไม่เผาไหม้(UHC) ปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์(CO)ของเชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติมีแนวโน้มสูงกว่าของก๊าซหุงต้มและ ก๊าซโซลีนเล็กน้อยตามลำดับ ส่วนปริมาณไนโตรเจนออกไซด์(NOx) ของเชื้อเพลิงก๊าซหุงต้มมี แนวโน้มสูงกว่าของก๊าซธรรมชาติและก๊าซโซลีนเล็กน้อยตามลำดับ สำหรับปริมาณ คาร์บอนไดออกไซด์(CO<sub>2</sub>)กลับพบว่าของเชื้อเพลิงก๊าซโซลีนมีแนวโน้มสูงกว่าของก๊าซธรรมชาติ และก๊าซหุงต้มตามลำดับ จากปริมาณ UHC และ CO ที่เกิดขึ้นน่าจะเป็นผลมาจากการจ่ายก๊าซ ธรรมชาติและก๊าซหุงต้มของอุปกรณ์ปรับลดความดันในสภาวะเดินรอบเบามากจนทำให้ ส่วนผสมหนา

2. ในช่วงความเร่งความเร็วเมื่อวิเคราะห์มลพิษพบว่า ปริมาณไฮโดรคาร์บอนที่ยังไม่เผา ไหม้ของเชื้อเพลิงก๊าซโซลีนมีแนวโน้มสูงกว่าของ CNG และ LPG ซึ่งน่าจะเป็นผลมาจากในช่วง สภาวะเร่งความเร็วระบบเชื้อเพลิงก๊าซโซลีนจะทำงานที่ส่วนผสมมากกว่าส่วนผสม CNG และ LPG ส่วนปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์ของเชื้อเพลิงก๊าซมีแนวโน้มสูงกว่าของก๊าซโซลีนมาก นอกจากนั้นปริมาณไนโตรเจนออกไซด์(NOx) ของเชื้อเพลิงก๊าซหุงต้มมีแนวโน้มสูงกว่าของก๊าซ ธรรมชาติและก๊าซโซลีนตามลำดับน่าจะเป็นเพราะที่สภาวะการเร่งความเร็วอุณหภูมิการเผาไหม้ ของเชื้อเพลิงก๊าซสูงกว่าก๊าซโซลีนและอุปกรณ์ Catalytic Converter ถูกออกแบบมาให้เหมาะสม กับการใช้เชื้อเพลิงก๊าซโซลีน สำหรับปริมาณคาร์บอนไดออกไซด์กลับพบว่าของเชื้อเพลิง CNG และ LPG มีแนวโน้มต่ำกว่าก๊าซโซลีน

3. ในช่วงความลดความเร็วเมื่อวิเคราะห์มลพิษพบว่า ปริมาณไฮโดรคาร์บอนที่ยังไม่เผา ไหม้(UHC) เมื่อพิจารณาเฉพาะเชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติและก๊าซหุงต้มจะพบว่าก๊าซธรรมชาติมี แนวโน้มปริมาณ UHC มากกว่าก๊าซหุงต้มเกือบทุกช่วงที่นำมาพิจารณา เนื่องจากก๊าซธรรมชาติ มีความเร็วเปลวไฟต่ำกว่าก๊าซหุงต้ม และเมื่อเทียบกับปริมาณ UHC ที่ได้จากเชื้อเพลิงก๊าซ โซลีนพบว่ามีความเร็วเปลวไฟไม่แน่นอนโดยมีทั้งสูงกว่าและต่ำกว่าปริมาณ UHC จาก CNG และ LPG ในบางช่วง ซึ่งเป็นผลมาจากในบางช่วงมีการลดความเร็วอย่างรวดเร็วทำให้หัวฉีดจ่ายเชื้อเพลิง

ก๊าซโซลีนเกิดการปิด เป็นผลให้ส่วนผสมบาง ส่วนปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์ของเชื้อเพลิงก๊าซมีแนวโน้มสูงกว่าของก๊าซโซลีนมาก นอกจากนี้ปริมาณ NOx ของเชื้อเพลิงก๊าซหุงต้มมีแนวโน้มสูงกว่าของก๊าซธรรมชาติและก๊าซโซลีนตามลำดับปริมาณไนโตรเจนออกไซด์(NOx) ของเชื้อเพลิงก๊าซหุงต้มมีแนวโน้มสูงกว่าของก๊าซธรรมชาติและก๊าซโซลีนตามลำดับน่าจะเป็นเพราะที่สภาวะการเร่งความเร็วอุณหภูมิการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงก๊าซสูงกว่าก๊าซโซลีนและอุปกรณ์ Catalytic Converter ถูกออกแบบมาให้เหมาะสมกับการใช้เชื้อเพลิงก๊าซโซลีน สำหรับปริมาณคาร์บอนไดออกไซด์กลับพบว่าของเชื้อเพลิงก๊าซมีแนวโน้มต่ำกว่าก๊าซโซลีน

4. ในช่วงความเร็วคงที่เมื่อวิเคราะห์หิมลพิษพบว่า ปริมาณไฮโดรคาร์บอนที่ยังไม่เผาไหม้ (UHC)ของเชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติมีแนวโน้มสูงกว่าของก๊าซหุงต้มและก๊าซโซลีน ซึ่งน่าจะเป็นผลมาจากก๊าซธรรมชาติมีความเร็วเปลวไฟ(flame speed)ต่ำกว่าทำให้เกิดการเผาไหม้ช้า และปริมาณคาร์บอนมอนอกไซด์(CO)ของเชื้อเพลิงก๊าซโซลีนมีแนวโน้มสูงกว่าของก๊าซธรรมชาติและก๊าซหุงต้ม ซึ่งน่าจะเป็นผลมาจากส่วนผสมก๊าซโซลีนทำงานที่ส่วนผสมหนา ส่วนปริมาณไนโตรเจนออกไซด์(NOx)ของเชื้อเพลิงก๊าซหุงต้มและก๊าซธรรมชาติมีแนวโน้มสูงกว่าก๊าซโซลีนมากน่าจะเป็นเพราะอุณหภูมิการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงก๊าซสูงกว่าก๊าซโซลีนและอุปกรณ์ Catalytic ถูกออกแบบมาให้เหมาะสมกับการใช้เชื้อเพลิงก๊าซโซลีน สำหรับปริมาณคาร์บอนไดออกไซด์กลับพบว่าของ CNG และ LPG มีแนวโน้มต่ำกว่าก๊าซโซลีน

## 6.2 ข้อเสนอแนะ

การนำก๊าซธรรมชาติและก๊าซหุงต้มมาใช้กับรถยนต์นั่งเครื่องยนต์เบนซินแบบจุดระเบิดด้วยหัวเทียน ควรจะทำการพิจารณาและยอมรับถึงข้อจำกัดที่จะเกิดขึ้นจากการใช้เชื้อเพลิงก๊าซทั้งสอง เช่น

1. การเพิ่มขึ้นของน้ำหนักเครื่องยนต์และการลดลงของพื้นที่ใช้สอยภายในรถยนต์ เนื่องจากการใช้เชื้อเพลิงก๊าซต้องทำการติดตั้งอุปกรณ์เพิ่มเติมให้กับเครื่องยนต์ เช่น ถังก๊าซ ซึ่งทำให้พื้นที่เก็บสัมภาระภายในฝากระโปรงท้ายลดลง และเนื่องจากถังก๊าซมีน้ำหนักมากจึงทำให้น้ำหนักรถเพิ่มขึ้น
2. การเกิดมลพิษ NOx มากกว่าการใช้เชื้อเพลิงก๊าซโซลีน ซึ่งอาจเป็นต้นเหตุให้เกิดมลภาวะในอากาศมากขึ้น
3. ต้องมีการดูแลรักษาอุปกรณ์ต่างๆ ต้องคำนึงถึงความปลอดภัยมากขึ้นและต้องทำการสังเกตหรือตรวจสอบการรั่วซึมตามอุปกรณ์ข้อต่อเป็นประจำเพื่อความปลอดภัยในการใช้งาน

### 6.3 ข้อเสนอแนะสำหรับงานวิจัยต่อเนื่อง

1. ควรมีการทดสอบความทนทานของเครื่องยนต์ด้วยระยะเวลาที่ยาวนานเพื่อความชัดเจนของผลกระทบที่เกิดขึ้น
2. ควรมีการศึกษาถึงวิธีปรับแต่งการทำงานของเครื่องยนต์เพื่อให้สามารถใช้ก๊าซธรรมชาติและก๊าซหุงต้มได้อย่างมีประสิทธิภาพมากยิ่งขึ้นเช่น การปรับจังหวะการจุดระเบิด(Ignition timing) เป็นต้น
3. ควรมีการพัฒนาระบบบำบัดไอเสียให้เหมาะสมกับการใช้เชื้อเพลิงก๊าซ เพื่อป้องกันการเกิดมลพิษจำพวก NOx ไม่ให้สูงกว่าการใช้เชื้อเพลิงก๊าซโซลีน



สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

## รายการอ้างอิง

1. Heywood, J.B. Internal combustion engine fundamentals. Singapore: McGraw-Hill, 1988.
2. VEE Training Course Committee. TAILPIPE EMISSIONS TESTING AND EQUIPMENT, (เอกสารประกอบการเรียนรายวิชา 2103555 ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย).
3. Wattanavichien, K. "The Natural Gas Engine Driven Heat Pump", Ph.D. Thesis, The University of Melbourne, Australia. (1995)
4. J.A. Caton, M.McDermott, and R. Chona. Development of a Dedicated LPG-Fueled Spark-Ignition Engine and Vehicle for the 1996 Propane Vehicle Challenge. SAE paper No.972692 (6-8 August 1997).
5. Kichiro Kato, Kohei Igarashi, Michihiko Masuda, Katsuji Otsubo, Akio Yasuda and Keiso Takeda. Development of Engine for Natural Gas Vehicle. SAE paper No.1999-01-0574 (1-4 March 1999).
6. W.Scott Wayne, Nigel N. Clark and Christopher, and M. Atkinson. A Parametric Study of Knock Control Strategies for a Bi-Fuel Engine. SAE paper No.980895 (23-26 February 1998).
7. William J. Smith, David J. Timoney, and Dermot P. Lynch. Emissions and Efficiency Comparison of Gasoline and LPG Fuels in a 1.4 Litre Passenger Car Engine. SAE paper No.972970 (13-16 October 1997).
8. คณิต วัฒนวิเชียร. การปรับปรุงเครื่องยนต์ เอส ไอ ให้เหมาะสมกับการใช้เชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติ. สัมมนาวิชาการวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 12 เล่มที่ 3 : 134-138.
9. คณิต วัฒนวิเชียร. เทคนิคการควบคุมการจ่ายเชื้อเพลิงก๊าซธรรมชาติในเครื่องยนต์ชนิด เอส.ไอ.. สัมมนาวิชาการวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 12 เล่มที่ 3 : 139-144.
10. นายวิสุทธิ์ กวยรักษา. การศึกษาผลกระทบจากองค์ประกอบของมีเทนและก๊าซเฉื่อยต่อสมรรถนะของเครื่องยนต์ก๊าซธรรมชาติจุดระเบิดด้วยประกายไฟ. มหาวิทยาลัย วิศวกรรมเครื่องกล วิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2546.
11. บริษัท ปตท. จำกัด(มหาชน), ข่าวสาร/ข้อมูลพลังงาน[online].แหล่งที่มา : [http://www.pttplc.com/th/document/lpg/lpg\\_20040819\\_file/frame.htm](http://www.pttplc.com/th/document/lpg/lpg_20040819_file/frame.htm)

12. Eran Sher. Handbook of Air Pollution from Internal Combustion Engines Pollutant Formation and Control. United States of America: ACADEMIC PRESS, 1988.
13. Liss, W.E. and Thrasher, W.H. Natural gas as stationary engine and vehicular fuel. SAE paper 931828, 1993.
14. Ly, H. Effects of natural gas composition variations on the operation, performance and exhaust emission of natural gas-powered vehicles. IANGV, Dec. 2002.
15. Owen, K. and Coley, T. Automotive fuel reference book. 2<sup>nd</sup> edition, The United States of America: Society of automotive engineer, 1995.
16. Klimstra, J. Interchangeability of gaseous fuels-the importance of the wobble-index. SAE paper 861578, 1987.



สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

## บรรณานุกรม

1. Alan Fowler Williams, and Walter Lowenstein Lom. LIQUEFIED PETROLEUM GASES:A Guide to Properties, Applications and Usage of Propane and Butane. Great Britain : JOHN WILLEY & SONS, 1974.
2. Dean Nelson. Development of a Dual Fuel (Gasoline or Propane) Air Cooled, Spark Ignited Utility Engine . SAE paper No.9938090 (28-30 September 1999).
3. D.G. Snelgrove, P. Dupont and R. Bonetto. An Investigation into the Influence of LPG(Autogas) Composition on the Exhaust Emissions and Fuel Consumption of 3 Bi-Fuelled Renault Vehicles. SAE paper No.961170 (6-8 May 1996).
4. G.A. Karim, Z. Liu, and W. Jones. Exhaust Emissions from Dual Fuel Engines at Light Load. SAE paper No.932822 (18-21 October 1993).
5. Krister Olsson, and Bengt Johansson. Combustion Chambers for Natural Gas SI Engine Part 2 : Combustion and Emission. SAE paper No.950517 (27 February - 2 March 1995).
6. Keshav S. Varde, and T. Bohr. MHC and Other Conversions In ANatural Gas-Fueled Engine. SAE paper No.931632 (25-27 October 1993).
7. Rudolf H. Stanglmaier, Jiamwen Li and Ronald D. Matthews. The Effect of In-Cylinder Wall Wetting Location on the HC Emissions from SI Engines. SAE paper No.1999-01-0502 (1-4 March 1999).
8. Daeyup Lee, Joseph Shakal, Shinichi Goto, Hitoshi Ishikawa, Hiroki Ueno, and Naoya Harayama. Observation of Flame Propagation in an LPG Lean Burn SI Engine. SAE paper No.1999-01-0507 (1-4 March 1999).
9. Hannu E. Jaaskelainen, and James S. Wallace . Performance and Emissions of a Natural Gas-Fueled 16 Valve DOHC Four-Cylinder Engine. SAE paper No.930380 (1-5 March 1993).
10. Changup Kim, and Choongsik Bae . Hydrocarbon Emissions from a Gas Fueled SI Engine under Lean Burn Conditions. SAE paper No.1999-01-3512 (1999).
11. G.A. Karim, and J. Gao. Prediction of the Performance of Spark Ignition Gas Engines Including Knock. SAE paper No.932823 (18-21 October 1993).

12. JACK ERJAVEC. Automotive Technology A SYSTEM APPROACH 4<sup>th</sup> Edition. United States of America: Thomson Delmar Learning, 2005.
13. Colin R. Ferguson, and Allan T. Kirkpatrick. Internal Combustion Engines Applied Thermosciences Second Edition. United States of America: John Wiley & Sons Inc, 2001.
14. Richard Stone. Introduction to Internal Combustion Engine. Third Edition. Great Britain : Society of Automotive Engineers, 1999.
15. T.K. Garrett. AUTOMOTIVE FUEL AND FUEL SYSTEM Volume 1 : Gasoline. Great Britain : PENTECH PRESS, 1991.



สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



ภาคผนวก

สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย





ภาคผนวก ก

คุณสมบัติทางทฤษฎีของแก้สม

สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

## คุณสมบัติทางทฤษฎีของแก๊สผสม

คุณสมบัติของแก๊สสามารถหาได้จากคุณสมบัติของสารประกอบแต่ละชนิดโดยกำหนดความสัมพันธ์ดังนี้

### 1. เศษส่วนโมล (mole fraction, $x_i$ )

เป็นอัตราส่วนระหว่างจำนวนโมลของสารประกอบแต่ละส่วน( $N_i$ ) กับจำนวนโมลทั้งหมดของสารผสม ( $N$ ) หรือเป็นอัตราส่วนระหว่างความเข้มข้นโดยโมลของสารประกอบ ( $n_i$ ) กับความเข้มข้นโดยโมลของสารผสมทั้งหมด ( $n$ ) และสามารถหาความสัมพันธ์ระหว่างเศษส่วนมวลกับเศษส่วนโมลได้

$$x_i = \frac{N_i}{N} = \frac{n_i}{n} \quad \text{ดังนั้น} \quad x_i = \frac{My_i}{M_i}$$

### 2. น้ำหนักโมเลกุล (Molecular weight, $M$ )

การหาน้ำหนักโมเลกุลของแก๊สผสม หาได้จาก

$$M = \sum x_i M_i = x_1 M_1 + x_2 M_2 + \dots + x_n M_n$$

เมื่อ  $x_1, x_2, \dots, x_n =$  เศษส่วนโมลของแก๊สแต่ละชนิดในแก๊สผสม

### 3. ค่าความร้อน (heating value, $H$ )

การหาค่าความร้อนของแก๊สผสม หาได้จาก

$$H = \sum x_i H_i = x_1 H_1 + x_2 H_2 + \dots + x_n H_n$$

โดยคุณสมบัติของแก๊สผสมซึ่งในการศึกษานี้ คือ แก๊สธรรมชาติได้จากตารางแสดงคุณสมบัติของสารประกอบไฮโดรคาร์บอนและแก๊สเฉื่อย ดังแสดงในตารางที่ ข-1

### 4. ขีดจำกัดการติดไฟ (Flammability limit, FL)

เป็นสภาวะที่ส่วนผสมของอากาศต่อเชื้อเพลิงสูงสุดที่ยังสามารถทำให้เกิดการเผาไหม้ได้ โดยมีสมการในการคำนวณหาขีดจำกัดการติดไฟของเชื้อเพลิงแก๊สผสม Le chatelier's modification of mixture law ดังนี้

$$FL = \frac{100}{\frac{P_1}{FL_1} + \frac{P_2}{FL_2} + \dots + \frac{P_n}{FL_n}}$$

โดย FL = limit of flammability of mixture

$P_1 =$  เปอร์เซ็นต์ของเชื้อเพลิงชนิดแรก

$P_2 =$  เปอร์เซ็นต์ของเชื้อเพลิงชนิดที่สอง

$P_n =$  เปอร์เซ็นต์ของเชื้อเพลิงชนิดที่ n

- $FL_1$  = limit of flammability ของเชื้อเพลิงชนิดแรก  
 $FL_2$  = limit of flammability ของเชื้อเพลิงชนิดที่สอง  
 $FL_n$  = limit of flammability ของเชื้อเพลิงชนิดที่ n

ตารางที่ ก-1 แสดงคุณสมบัติของสารประกอบไฮโดรคาร์บอนและแก๊สเฉื่อย [7]

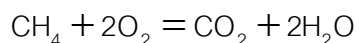
Compound	Molecular Weight, $M_i$	Higher heating value, HHV (Btu/ft <sup>3</sup> )	Lower heating value, LHV (Btu/ft <sup>3</sup> )	Lower Flammability limit, LFL (%vol)	Higher Flammability limit, HFL (%vol)
Methane (CH <sub>4</sub> )	16.043	1012.0	911.2	5.0	15.0
Ethane (C <sub>2</sub> H <sub>6</sub> )	30.070	1772.9	1621.6	2.9	13.0
Propane (C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> )	44.097	2523.0	2321.4	2.0	9.5
Isobutane (i-C <sub>3</sub> H <sub>10</sub> )	58.123	3260.1	3008.0	1.8	8.5
n-Butane (n-C <sub>3</sub> H <sub>10</sub> )	58.123	3269.6	3017.5	1.5	9.0
Isopentane (i-C <sub>5</sub> H <sub>12</sub> )	72.150	4009.4	3716.0	1.3	8.0
n-Pentane (n-C <sub>5</sub> H <sub>12</sub> )	72.150	4018.5	3711.0	1.4	8.3
Hexanes (C <sub>6</sub> H <sub>14</sub> )	86.177	4758.0	4405.0	1.1	7.7
Carbon dioxide (CO <sub>2</sub> )	44.010	-	-	-	-
Nitrogen (N <sub>2</sub> )	28.0134	-	-	-	-

### 5. อัตราส่วนอากาศต่อเชื้อเพลิงทางทฤษฎี

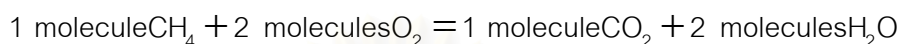
ในการปล่อยความร้อนจากเชื้อเพลิงนั้นจำเป็นต้องใช้ปริมาณอากาศที่เพียงพอการที่อากาศไม่เพียงพอจะทำให้เกิดการสูญเสียความร้อนเนื่องจากการเผาไหม้ไม่สมบูรณ์ ในกรณีที่อากาศเกินนั้นจะทำให้สูญเสียความร้อนสัมผัส (Sensible Heat) การทราบปริมาณความต้องการ

อากาศทางทฤษฎี หรือ Stoichiometric หรืออัตราส่วนของอากาศต่อแก๊สนั้นเป็นสิ่งสำคัญที่จะทำ  
ให้ทราบถึงการเผาไหม้ที่สมบูรณ์

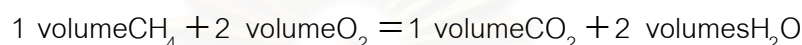
พิจารณาสมการเผาไหม้ของมีเทน



จากกฎของ Avogadro กล่าวว่าภายใต้สภาวะอุณหภูมิและความดันเดียวกันแก๊สที่มี  
ปริมาณเท่ากัน จะมีจำนวนโมเลกุลเท่ากัน กล่าวคือ



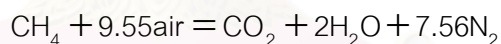
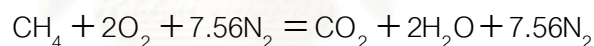
ดังนั้น



(สมมติว่าแก๊สมีพฤติกรรมเป็นแก๊สอุดมคติ)

เนื่องจากองค์ประกอบของแก๊สแสดงในรูปของเปอร์เซ็นต์โดยปริมาตรซึ่งนำไปสู่การ  
คำนวณการเผาไหม้ที่ง่ายขึ้น

สำหรับเชื้อเพลิงแก๊สสมการการเผาไหม้ที่สำคัญแสดงไว้ในตารางที่ ข-2 เนื่องจากอากาศ  
ประกอบด้วยออกซิเจน 20.95 เปอร์เซ็นต์ โดยปริมาตร ปริมาณความต้องการอากาศสำหรับแต่ละ  
เชื้อเพลิงแก๊สจะกำหนดโดยความต้องการออกซิเจนคูณด้วย  $100/20.95$  เช่น แต่ละปริมาตรของ  
ออกซิเจนจะมาพร้อมกับไนโตรเจนอีก 3.78 ปริมาตร ซึ่งประกอบเป็นอากาศ 4.78 ปริมาตร ดัง  
ตัวอย่าง



ตารางที่ ก-2 แสดงสมการการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงแก๊ส

(1) Gas	(2) Equation	(3) Stoichiometric O <sub>2</sub> per unit volume of gas	(4) Stoichiometric Air per unit Volume of gas, m <sub>a</sub>
CH <sub>4</sub>	CH <sub>4</sub> + 2O <sub>2</sub> = CO <sub>2</sub> + 2H <sub>2</sub> O	2.0	9.55
C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub> + 3O <sub>2</sub> = 2CO <sub>2</sub> + 3H <sub>2</sub> O	3.5	16.71
C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> + 5O <sub>2</sub> = 3CO <sub>2</sub> + 4H <sub>2</sub> O	5.0	23.87
C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub> + 6½O <sub>2</sub> = 4CO <sub>2</sub> + 5H <sub>2</sub> O	6.5	31.03
C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub> + 8O <sub>2</sub> = 5CO <sub>2</sub> + 6H <sub>2</sub> O	8.0	38.24
C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	C <sub>6</sub> H <sub>14</sub> + 9.5O <sub>2</sub> = 6CO <sub>2</sub> + 7H <sub>2</sub> O	9.5	45.41

ในการหาอัตราส่วนผสมอากาศต่อเชื้อเพลิงทางทฤษฎีของเชื้อเพลิงแก๊สผสม หาได้จาก

$$\left(\frac{A}{F}\right)_s = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f}$$

เมื่อ	$\dot{m}_a$	=	ผลรวมของมวลอากาศทั้งหมดที่ต้องการใช้ในการเผาไหม้กับเชื้อเพลิงแต่ละตัวได้สมบูรณ์
		=	$[\sum m_a x_i] \cdot M_{air} = 28.96 \cdot [\sum m_a x_i]$
	$m_a$	=	Stoichiometric air per unit volume of gas (ดูได้จากตารางที่ ข-2)
	x	=	เศษส่วนโมล
	$M_{air}$	=	น้ำหนักโมเลกุลของอากาศ เท่ากับ 28.96
	$\dot{m}_f$	=	มวลของเชื้อเพลิง 1 หน่วยที่ใช้ในการเผาไหม้กับอากาศได้สมบูรณ์
		=	1 (mol of fuel) $\cdot M_{fuel}$
	$M_{fuel}$	=	น้ำหนักโมเลกุลของเชื้อเพลิงแก๊สผสม

## 6. เลขออกเทน

King และ Liss [11] ได้ทดสอบและหาความสัมพันธ์ระหว่างองค์ประกอบของแก๊สธรรมชาติกับ Motor octane number (MON) ในรูปของสมการเชิงเส้นดังนี้

$$MON = a \cdot CH_4 + b \cdot C_2H_6 + c \cdot C_3H_8 + d \cdot C_4H_{10} + e \cdot CO_2 + f \cdot N_2$$

เมื่อ	$CH_4, C_2H_6, C_3H_8, C_4H_{10}, CO_2, N_2$	=	เศษส่วนโมลขององค์ประกอบแต่ละแก๊ส
a	=	137.780 (สัมประสิทธิ์สำหรับองค์ประกอบของ $CH_4$ )	
b	=	29.948 (สัมประสิทธิ์สำหรับองค์ประกอบของ $C_2H_6$ )	
c	=	-18.193 (สัมประสิทธิ์สำหรับองค์ประกอบของ $C_3H_8$ )	
d	=	-167.062 (สัมประสิทธิ์สำหรับองค์ประกอบของ $C_4H_{10}$ )	
e	=	181.233 (สัมประสิทธิ์สำหรับองค์ประกอบของ $CO_2$ )	
f	=	26.994 (สัมประสิทธิ์สำหรับองค์ประกอบของ $N_2$ )	

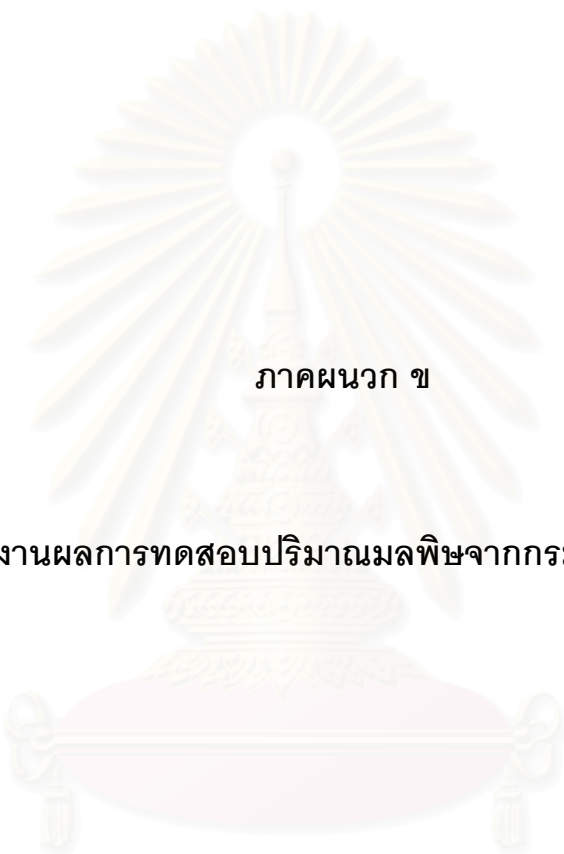
จากความสัมพันธ์ดังกล่าวจะเห็นว่า หากมีองค์ประกอบของ  $C_3H_8$  และ  $C_4H_{10}$  ในแก๊สผสมซึ่งมีสัมประสิทธิ์เป็นลบ จะเป็นตัวลดความต้านทานการน็อกของเชื้อเพลิง เนื่องจากองค์ประกอบทั้งสองโดยเฉพาะ  $C_4H_{10}$  มีความต้านทานการน็อกต่ำกว่ามีเทน ส่วนองค์ประกอบของแก๊สเฉื่อย ได้แก่  $CO_2$  และ  $N_2$  ซึ่งทำหน้าที่เป็นตัวเจือจางส่วนผสมเชื้อเพลิงกับอากาศ และลดอุณหภูมิการเผาไหม้ลง จะเป็นตัวเพิ่มความต้านทานการน็อกของเชื้อเพลิง

ในการศึกษานี้ทำการประเมินความต้านทานการน็อกของเชื้อเพลิงแก๊สธรรมชาติเท่านั้น เนื่องจากเงื่อนไขการใช้ความสัมพันธ์ดังกล่าว คือ

1. ความสัมพันธ์ดังกล่าวไม่ควรใช้กับแก๊สผสมที่มีองค์ประกอบของแก๊สเฉื่อยเกิน 5 % โดยปริมาตร
2. หากมีองค์ประกอบของสารไฮโดรคาร์บอนหนัก อาทิ  $C_5H_{10}$  และ  $C_6H_{12}$  ในแก๊สผสม ไม่สามารถนำมาคิดความต้านทานการน็อกได้




สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



ภาคผนวก ข

ใบรายงานผลการทดสอบปริมาณมลพิษจากกรมควบคุมมลพิษ

สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

CHASSIS DYNO PROTOCOL		TEST CELL 3	PAGE 1			
 <p>กรมควบคุมมลพิษ POLLUTION CONTROL DEPARTMENT</p>						
TEST NO : I0408023 TESTNAME : CYCLE135BKK. LG. (POINT. JAPAN) TESTMODE : Diluted modal analysis						
COUNTRY : EG CYCLE : JPLG1BKK			CUSTOMER : PC21/135 OPERATOR : ALONGKORN DRIVER : SETTASART			
<b>BASIC DATA</b>						
VEHICLE MODEL : TOYOTA COROLLA1.6 CHASSIS ID : 107001541 ENGINE ID : 3ZZ4012626 ODOMETER : 64531 TRANSMISSION : AUTOMATIC			VEHICLE MASS kg : 1250 FUEL TYPE : LPG TEST START : 24.08.04 09:37:00 TEST END : 24.08.04 10:17:12 SOAKING TIME min : 0			
<b>ENVIRONMENTAL DATA</b>		PHASE 1	PHASE 2	PHASE 3		
AMBIENT TEMPERATURE	°C	19.4	20.4	21.7		
BAROMETRIC PRESSURE	hPa	1009.7	1009.7	1009.6		
RELATIVE HUMIDITY	%	82.3	82.4	69.6		
ABSOLUTE HUMIDITY	g/kg da	11.6	12.4	11.3		
DEW POINT	°C	16.4	17.3	16.0		
HUMID. CORRECT. FACTOR	1	1.031	1.058	1.020		
DILUTION FACTOR	1	35.774	21.123	13.883		
VMIX CVS N.TO 273.15K	Nm3	100.120	50.743	54.936		
DISTANCE	km	2.090	3.369	6.741		
TIME	s	1023.0	520.0	568.1		
<b>EMISSIONS</b>		THC	NOx	CO	CO2	HCNOx
PHASE 1	g	1.503	3.367	24.369	604.069	4.870
PHASE 2	g	0.416	6.928	3.048	583.042	7.344
PHASE 3	g	0.198	12.909	0.756	992.888	13.107
PHASE 1	g/km	0.719	1.611	11.660	289.028	2.330
PHASE 2	g/km	0.123	2.056	0.905	173.061	2.180
PHASE 3	g/km	0.029	1.915	0.112	147.291	1.944
<b>TOTAL</b>	g/km	<b>0.173</b>	<b>1.902</b>	<b>2.309</b>	<b>178.688</b>	<b>2.075</b>
TISI1870-2542 RM<1250 TEST 1		0.000	0.000	1.540	0.000	0.350
<b>FUEL ECONOMY</b>				mpg	l/100km	km/l
PHASE 1				17.46	13.47	7.42
PHASE 2				30.91	7.61	13.14
PHASE 3				36.63	6.42	15.57
<b>TOTAL</b>				<b>29.56</b>	<b>7.96</b>	<b>12.57</b>
<b>CYCLE SUMMARY</b>		DEVIATION m	FAULTS No.	CRANK s	HOT SOAK s	
		273.60	0	0.00		
<b>COMMENTS</b>						
BEFORE TEST : HOT EMISSION TEST PC NO.21/135 (LPG)						
AFTER TEST : TEST OLD STANDARD GASES						

รูปที่ ข-1 แสดงใบรายงานผลการทดสอบมลพิษ โดยใช้เชื้อเพลิง LPG  
กลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 1, 3, 5 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า (หน้าที่ 1)





## CHASSIS DYNO PROTOCOL

TEST CELL 3

PAGE 2

TEST NO : I0408023

TESTNAME: CYCLE135BKK. LG. (POINT. JAPAN)

TESTMODE: Diluted modal analysis

BAG ANALYSIS	THC ppm	NOx ppm	CO ppm	CO2 Vol %	CH4 ppmc
<b>PHASE 1</b>					
ZERO	0.07	0.10	4.32	0.00	0.00
SPAN	25.77	23.77	100.31	0.89	0.00
RE-ZERO	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
<b>SAMPLE</b>	<b>16.17</b>	<b>16.37</b>	<b>207.21</b>	<b>0.35</b>	<b>0.00</b>
<b>BACKGROUND</b>	<b>8.32</b>	<b>0.46</b>	<b>12.85</b>	<b>0.04</b>	<b>0.00</b>
<b>CORRECTED</b>	<b>8.08</b>	<b>15.92</b>	<b>194.72</b>	<b>0.31</b>	<b>0.00</b>
ZERO	0.07	0.09	3.59	0.00	0.00
SPAN	25.68	23.72	99.66	0.89	0.00
<b>PHASE 2</b>					
ZERO	0.08	0.11	3.26	0.00	0.00
SPAN	25.76	94.10	93.15	0.89	0.00
RE-ZERO	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
<b>SAMPLE</b>	<b>9.18</b>	<b>63.61</b>	<b>56.13</b>	<b>0.63</b>	<b>0.00</b>
<b>BACKGROUND</b>	<b>5.00</b>	<b>0.72</b>	<b>8.48</b>	<b>0.04</b>	<b>0.00</b>
<b>CORRECTED</b>	<b>4.41</b>	<b>62.93</b>	<b>48.05</b>	<b>0.59</b>	<b>0.00</b>
ZERO	0.07	0.11	2.99	0.00	0.00
SPAN	25.72	94.21	92.88	0.89	0.00
<b>PHASE 3</b>					
ZERO	0.08	0.16	2.84	0.00	0.00
SPAN	25.80	23.77	92.77	0.89	0.00
RE-ZERO	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
<b>SAMPLE</b>	<b>5.22</b>	<b>114.00</b>	<b>16.53</b>	<b>0.96</b>	<b>0.00</b>
<b>BACKGROUND</b>	<b>3.54</b>	<b>1.77</b>	<b>5.95</b>	<b>0.05</b>	<b>0.00</b>
<b>CORRECTED</b>	<b>1.94</b>	<b>112.35</b>	<b>11.00</b>	<b>0.92</b>	<b>0.00</b>
ZERO	0.07	0.13	2.48	0.00	0.00
SPAN	25.64	23.83	92.39	0.89	0.00

Automotive Emission Laboratory ■ 138/28 Moo2 Rangsit-Ongkharak Rd. ■ Tambon Rangsit ■ Amphur Thanyaburi ■ Patumtani Province ■ 12110 Thailand

Tel: 0 2904 7477-8, Fax: 0 2577 5447

รูปที่ ข-2 แสดงใบรายงานผลการทดสอบมลพิษ โดยใช้เชื้อเพลิง LPG

กลุ่มลักษณะการขับเคลื่อนที่ 1, 3, 5 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า (หน้าที่ 2)

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



กรมควบคุมมลพิษ  
POLLUTION CONTROL DEPARTMENT

## CHASSIS DYNO PROTOCOL

TEST CELL 3

PAGE 1

TEST NO : I0408024  
TESTNAME: CYCLE246BKK. LG. (POINT. JAPAN)  
TESTMODE: Diluted modal analysis

COUNTRY : EG  
CYCLE : JPLG2BKK

CUSTOMER : PC21/246  
OPERATOR : ALONGKORN  
DRIVER : SETTASART

## BASIC DATA

VEHICLE MODEL : TOYOTA COROLLA1.6 VEHICLE MASS kg : 1250  
CHASSIS ID : 107001541 FUEL TYPE : LPG  
ENGINE ID : 3ZZ4012626 TEST START : 24.08.04 11:15:21  
ODOMETER : 64547 TEST END : 24.08.04 11:57:37  
TRANSMISSION : AUTOMATIC SOAKING TIME min : 0

## ENVIRONMENTAL DATA

	PHASE 1	PHASE 2	PHASE 3
AMBIENT TEMPERATURE °C	20.1	21.7	23.2
BAROMETRIC PRESSURE hPa	1008.9	1008.8	1008.7
RELATIVE HUMIDITY %	72.9	67.0	61.5
ABSOLUTE HUMIDITY g/kg da	10.7	10.9	11.0
DEW POINT °C	15.2	15.3	15.5
HUMID. CORRECT. FACTOR	1.001	1.006	1.008
DILUTION FACTOR	26.856	16.509	10.370
VMIX CVS N.TO 273.15K Nm3	114.580	35.712	66.859
DISTANCE km	4.763	3.374	14.214
TIME s	1172.0	368.0	695.1

## EMISSIONS

	THC	NOx	CO	CO2	HCNOx
PHASE 1 g	1.214	9.543	15.271	998.258	10.757
PHASE 2 g	0.166	7.107	1.355	536.366	7.273
PHASE 3 g	0.261	19.529	1.610	1630.902	19.790
PHASE 1 g/km	0.255	2.004	3.206	209.586	2.258
PHASE 2 g/km	0.049	2.106	0.402	158.970	2.156
PHASE 3 g/km	0.018	1.374	0.113	114.739	1.392
<b>TOTAL</b> g/km	<b>0.073</b>	<b>1.619</b>	<b>0.816</b>	<b>141.628</b>	<b>1.692</b>

TISI1870-2542 RM<1250 TEST 1 0.000 0.000 1.540 0.000 0.350

## FUEL ECONOMY

	mpg	l/100km	km/l
PHASE 1	25.09	9.37	10.67
PHASE 2	33.83	6.95	14.38
PHASE 3	47.01	5.00	19.99
<b>TOTAL</b>	<b>37.76</b>	<b>6.23</b>	<b>16.05</b>

## CYCLE SUMMARY

DEVIATION m	FAULTS No.	CRANK s	HOT SOAK s
357:60	1	0.00	

## COMMENTS

BEFORE TEST: HOT EMISSION TEST PC NO.21/246 (LPG)  
AFTER TEST : TEST OLD STANDARD GASES

รูปที่ ข-3 แสดงใบรายงานผลการทดสอบมลพิษ โดยใช้เชื้อเพลิง LPG  
กลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 2, 4, 6 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า (หน้าที่ 1)



## CHASSIS DYNO PROTOCOL

TEST CELL 3

PAGE 2

TEST NO : I0408024

TESTNAME: CYCLE246BKK. LG. (POINT. JAPAN)

TESTMODE: Diluted modal analysis

BAG ANALYSIS	THC ppm	NOx ppm	CO ppm	CO2 Vol %	CH4 ppmc
<b>PHASE 1</b>					
ZERO	0.03	0.08	0.71	0.00	0.00
SPAN	25.63	93.54	96.15	0.89	0.00
RE-ZERO	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
<b>SAMPLE</b>	<b>8.58</b>	<b>41.15</b>	<b>113.91</b>	<b>0.49</b>	<b>0.00</b>
<b>BACKGROUND</b>	<b>2.98</b>	<b>0.59</b>	<b>7.57</b>	<b>0.04</b>	<b>0.00</b>
<b>CORRECTED</b>	<b>5.71</b>	<b>40.58</b>	<b>106.62</b>	<b>0.44</b>	<b>0.00</b>
ZERO	0.02	0.07	0.55	0.00	0.00
SPAN	25.57	93.57	95.19	0.89	0.00
<b>PHASE 2</b>					
ZERO	0.02	0.10	0.68	0.00	0.00
SPAN	25.64	93.51	88.95	0.89	0.00
RE-ZERO	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
<b>SAMPLE</b>	<b>4.52</b>	<b>97.92</b>	<b>33.16</b>	<b>0.81</b>	<b>0.00</b>
<b>BACKGROUND</b>	<b>2.14</b>	<b>1.49</b>	<b>2.98</b>	<b>0.05</b>	<b>0.00</b>
<b>CORRECTED</b>	<b>2.50</b>	<b>96.51</b>	<b>30.36</b>	<b>0.76</b>	<b>0.00</b>
ZERO	0.01	0.08	1.16	0.00	0.00
SPAN	25.68	93.50	88.65	0.89	0.00
<b>PHASE 3</b>					
ZERO	0.03	0.13	1.35	0.00	0.00
SPAN	25.68	23.42	88.41	2.74	0.00
RE-ZERO	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
<b>SAMPLE</b>	<b>3.81</b>	<b>143.47</b>	<b>20.18</b>	<b>1.29</b>	<b>0.00</b>
<b>BACKGROUND</b>	<b>1.89</b>	<b>2.39</b>	<b>1.01</b>	<b>0.05</b>	<b>0.00</b>
<b>CORRECTED</b>	<b>2.10</b>	<b>141.31</b>	<b>19.27</b>	<b>1.24</b>	<b>0.00</b>
ZERO	0.00	0.09	1.75	0.00	0.00
SPAN	25.66	23.36	87.99	2.74	0.00

Automotive Emission Laboratory • 138/28 Moo2 Rangsit-Ongkharak Rd. • Tambon Rangsit • Amphur Thanyaburi • Ratumtani Province • 12110 Thailand

Tel: 0 2904 7477-8, Fax: 0 2577 5447

รูปที่ ข-4 แสดงใบรายงานผลการทดสอบมลพิษ โดยใช้เชื้อเพลิง LPG

กลุ่มลักษณะการขับเคลื่อนที่ 2, 4, 6 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า (หน้าที่ 2)


**CHASSIS DYNO PROTOCOL** TEST CELL 3 PAGE 1

 TEST NO : I0408025  
 TESTNAME: CYCLE135BKK. LG. (POINT. JAPAN)  
 TESTMODE: Diluted modal analysis

 COUNTRY : EG  
 CYCLE : JPLG1BKK

 CUSTOMER : PC21/135  
 OPERATOR : ALONGKORN  
 DRIVER : SETTASART

**BASIC DATA**

 VEHICLE MODEL : TOYOTA COROLLA1.6 VEHICLE MASS kg : 1250  
 CHASSIS ID : 107001541 FUEL TYPE : GASOLINE95  
 ENGINE ID : 3ZZ4012626 TEST START : 24.08.04 13:11:54  
 ODOMETER : 64594 TEST END : 24.08.04 13:52:06  
 TRANSMISSION : AUTOMATIC SOAKING TIME min : 0

**ENVIRONMENTAL DATA**

	PHASE 1	PHASE 2	PHASE 3
AMBIENT TEMPERATURE °C	20.0	20.4	22.6
BAROMETRIC PRESSURE hPa	1007.3	1007.0	1006.9
RELATIVE HUMIDITY %	72.9	72.5	65.5
ABSOLUTE HUMIDITY g/kg da	10.7	10.9	11.3
DEW POINT °C	15.0	15.4	15.9
HUMID.CORRECT.FACTOR 1	0.999	1.007	1.019
DILUTION FACTOR 1	31.890	18.364	11.560
VMIX CVS N.TO 273.15K Nm3	99.892	50.618	54.738
DISTANCE km	2.103	3.367	6.744
TIME s	1023.0	520.0	568.1

**EMISSIONS**

	THC	NOx	CO	CO2	HCNOx
PHASE 1 g	1.597	0.444	20.889	701.136	2.041
PHASE 2 g	0.834	0.817	12.134	659.615	1.651
PHASE 3 g	1.264	2.277	12.718	1170.195	3.541
PHASE 1 g/km	0.759	0.211	9.933	333.398	0.971
PHASE 2 g/km	0.248	0.243	3.604	195.906	0.490
PHASE 3 g/km	0.187	0.338	1.886	173.516	0.525
<b>TOTAL</b> g/km	<b>0.303</b>	<b>0.290</b>	<b>3.745</b>	<b>207.217</b>	<b>0.592</b>

TISI1870-2542 RM&lt;1250 TEST 1

0.000 0.000 1.540 0.000 0.350

**FUEL ECONOMY**

	mpg	l/100km	km/l
PHASE 1	15.72	14.96	6.68
PHASE 2	27.30	8.61	11.61
PHASE 3	31.20	7.54	13.27
<b>TOTAL</b>	<b>25.81</b>	<b>9.11</b>	<b>10.97</b>

**CYCLE SUMMARY**

DEVIATION m	FAULTS No.	CRANK s	HOT SOAK s
277.80	0	0.00	

**COMMENTS**

 BEFORE TEST: HOT EMISSION TEST PC NO.21/135 (GASOLINE95)  
 AFTER TEST : TEST OLD STANDARD GASES

รูปที่ ข-5 แสดงใบรายงานผลการทดสอบมลพิษ โดยใช้เชื้อเพลิง Gasoline  
 กลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 1, 3, 5 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า (หน้าที่ 1)



## CHASSIS DYNO PROTOCOL

TEST CELL 3

PAGE 2

TEST NO : I0408025

TESTNAME: CYCLE135BKK. LG. (POINT. JAPAN)

TESTMODE: Diluted modal analysis

BAG ANALYSIS	THC ppm	NOx ppm	CO ppm	CO2 Vol %	CH4 ppmc
<b>PHASE 1</b>					
ZERO	0.08	0.05	1.69	0.00	0.00
SPAN	25.78	23.75	97.36	0.89	0.00
RE-ZERO	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
<b>SAMPLE</b>	<b>9.66</b>	<b>2.32</b>	<b>173.02</b>	<b>0.40</b>	<b>0.00</b>
<b>BACKGROUND</b>	<b>1.09</b>	<b>0.15</b>	<b>5.91</b>	<b>0.04</b>	<b>0.00</b>
<b>CORRECTED</b>	<b>8.61</b>	<b>2.17</b>	<b>167.29</b>	<b>0.36</b>	<b>0.00</b>
ZERO	0.08	0.05	1.65	0.00	0.00
SPAN	25.76	23.80	97.31	0.89	0.00
<b>PHASE 2</b>					
ZERO	0.11	0.06	1.62	0.00	0.00
SPAN	25.76	23.75	97.25	0.89	0.00
RE-ZERO	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
<b>SAMPLE</b>	<b>9.90</b>	<b>7.98</b>	<b>197.24</b>	<b>0.71</b>	<b>0.00</b>
<b>BACKGROUND</b>	<b>1.09</b>	<b>0.17</b>	<b>5.78</b>	<b>0.05</b>	<b>0.00</b>
<b>CORRECTED</b>	<b>8.88</b>	<b>7.82</b>	<b>191.77</b>	<b>0.66</b>	<b>0.00</b>
ZERO	0.09	0.06	1.67	0.00	0.00
SPAN	25.74	23.77	97.30	0.89	0.00
<b>PHASE 3</b>					
ZERO	0.11	0.07	1.72	0.00	0.00
SPAN	25.80	23.79	97.36	2.74	0.00
RE-ZERO	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
<b>SAMPLE</b>	<b>13.45</b>	<b>20.17</b>	<b>191.82</b>	<b>1.14</b>	<b>0.00</b>
<b>BACKGROUND</b>	<b>1.12</b>	<b>0.28</b>	<b>6.50</b>	<b>0.05</b>	<b>0.00</b>
<b>CORRECTED</b>	<b>12.43</b>	<b>19.91</b>	<b>185.88</b>	<b>1.09</b>	<b>0.00</b>
ZERO	0.09	0.06	1.71	0.00	0.00
SPAN	25.72	23.76	97.30	2.74	0.00

Automotive Emission Laboratory • 138/28 Moo2 Rangsit-Ongkharak Rd. • Tambon Rangsit • Amphur Thanyaburi • Patumtani Province • 12110 Thailand  
Tel: 0 2904 7477-8, Fax: 0 2577 5447

รูปที่ ข-6 แสดงใบรายงานผลการทดสอบมลพิษ โดยใช้เชื้อเพลิง Gasoline  
กลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 1, 3, 5 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า (หน้าที่ 2)



## CHASSIS DYNO PROTOCOL

TEST CELL 3

PAGE 1

TEST NO : I0408026  
 TESTNAME: **CYCLE246BKK. LG. (POINT. JAPAN)**  
 TESTMODE: Diluted modal analysis

COUNTRY : EG  
 CYCLE : JPLG2BKK

CUSTOMER : PC21/246  
 OPERATOR : NATCHANOK  
 DRIVER : SETTASART

## BASIC DATA

VEHICLE MODEL : TOYOTA COROLLA1.6  
 CHASSIS ID : 107001541  
 ENGINE ID : 3ZZ4012626  
 ODOMETER : 64609  
 TRANSMISSION : AUTOMATIC  
 VEHICLE MASS kg : 1250  
 FUEL TYPE : GASOLINE95  
 TEST START : 24.08.04 14:44:15  
 TEST END : 24.08.04 15:26:32  
 SOAKING TIME min : 0

## ENVIRONMENTAL DATA

	PHASE 1	PHASE 2	PHASE 3
AMBIENT TEMPERATURE °C	20.5	22.1	23.3
BAROMETRIC PRESSURE hPa	1006.0	1006.0	1005.8
RELATIVE HUMIDITY %	74.0	67.9	62.7
ABSOLUTE HUMIDITY g/kg da	11.2	11.4	11.3
DEW POINT °C	15.7	16.0	15.8
HUMID. CORRECT. FACTOR 1	1.017	1.022	1.019
DILUTION FACTOR 1	22.906	14.507	9.077
VMIX CVS N.TO 273.15K Nm3	114.100	35.559	66.647
DISTANCE km	4.760	3.366	14.226
TIME s	1172.0	368.0	695.1

## EMISSIONS

	THC	NOx	CO	CO2	HCNOx
PHASE 1 g	0.922	1.170	10.041	1190.047	2.092
PHASE 2 g	0.272	0.621	7.010	600.219	0.893
PHASE 3 g	0.532	1.241	12.748	1842.199	1.773
PHASE 1 g/km	0.194	0.246	2.109	250.010	0.439
PHASE 2 g/km	0.081	0.184	2.083	178.318	0.265
PHASE 3 g/km	0.037	0.087	0.896	129.495	0.125
<b>TOTAL g/km</b>	<b>0.077</b>	<b>0.136</b>	<b>1.333</b>	<b>162.512</b>	<b>0.213</b>

TISI1870-2542 RM&lt;1250 TEST 1

FUEL ECONOMY	mpg	l/100km	km/l
PHASE 1	21.76	10.81	9.25
PHASE 2	30.38	7.74	12.92
PHASE 3	42.17	5.58	17.93
<b>TOTAL</b>	<b>33.51</b>	<b>7.02</b>	<b>14.25</b>

## CYCLE SUMMARY

DEVIATION m	FAULTS No.	CRANK s	HOT SOAK s
302.50	0	0.00	

## COMMENTS

BEFORE TEST: HOT EMISSION TEST PC NO.21/246 (GASOLINE95)  
 AFTER TEST : TEST OLD STANDARD GASES

รูปที่ ข-7 แสดงใบรายงานผลการทดสอบมลพิษ โดยใช้เชื้อเพลิง Gasoline  
 กลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 2, 4, 6 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า (หน้าที่ 1)



## CHASSIS DYNO PROTOCOL

TEST CELL 3

PAGE 2

TEST NO : I0408026  
 TESTNAME: **CYCLE246BKK. LG. (POINT. JAPAN)**  
 TESTMODE: Diluted modal analysis

BAG ANALYSIS	THC ppm	NOx ppm	CO ppm	CO2 Vol %	CH4 ppmc
<b>PHASE 1</b>					
ZERO	0.04	0.01	0.51	0.00	0.00
SPAN	25.72	23.43	90.40	0.89	0.00
RE-ZERO	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
<b>SAMPLE</b>	<b>5.36</b>	<b>5.06</b>	<b>73.98</b>	<b>0.58</b>	<b>0.00</b>
<b>BACKGROUND</b>	<b>1.06</b>	<b>0.15</b>	<b>3.74</b>	<b>0.05</b>	<b>0.00</b>
<b>CORRECTED</b>	<b>4.35</b>	<b>4.92</b>	<b>70.40</b>	<b>0.53</b>	<b>0.00</b>
ZERO	0.04	0.02	0.54	0.00	0.00
SPAN	25.59	23.44	90.45	0.89	0.00
<b>PHASE 2</b>					
ZERO	0.06	0.03	0.62	0.00	0.00
SPAN	25.72	23.42	96.28	0.89	0.00
RE-ZERO	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
<b>SAMPLE</b>	<b>5.11</b>	<b>8.50</b>	<b>161.37</b>	<b>0.91</b>	<b>0.00</b>
<b>BACKGROUND</b>	<b>1.06</b>	<b>0.18</b>	<b>3.94</b>	<b>0.05</b>	<b>0.00</b>
<b>CORRECTED</b>	<b>4.13</b>	<b>8.33</b>	<b>157.70</b>	<b>0.86</b>	<b>0.00</b>
ZERO	0.05	0.03	0.57	0.00	0.00
SPAN	25.65	23.38	96.15	0.89	0.00
<b>PHASE 3</b>					
ZERO	0.05	0.03	0.56	0.00	0.00
SPAN	25.74	23.27	96.25	2.74	0.00
RE-ZERO	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
<b>SAMPLE</b>	<b>5.21</b>	<b>9.09</b>	<b>157.15</b>	<b>1.46</b>	<b>0.00</b>
<b>BACKGROUND</b>	<b>1.03</b>	<b>0.20</b>	<b>4.64</b>	<b>0.06</b>	<b>0.00</b>
<b>CORRECTED</b>	<b>4.30</b>	<b>8.91</b>	<b>153.02</b>	<b>1.41</b>	<b>0.00</b>
ZERO	0.04	0.03	0.59	0.00	0.00
SPAN	25.56	23.22	96.31	2.74	0.00

Automotive Emission Laboratory ■ 138/28 Moo2 Rangsit-Ongkharak Rd. ■ Tambon Rangsit ■ Amphur Thanyaburi ■ Patumtani Province ■ 12110 Thailand

Tel: 0 2904 7477-8, Fax: 0 2577 5447

รูปที่ ข-8 แสดงใบรายงานผลการทดสอบมลพิษ โดยใช้เชื้อเพลิง Gasoline  
 กลุ่มลักษณะการขับเคลื่อนที่ 2, 4, 6 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า (หน้าที่ 2)


**CHASSIS DYNO PROTOCOL** TEST CELL 3 PAGE 1

 TEST NO : I0408028  
 TESTNAME: **CYCLE135BKK. LG. (POINT. JAPAN)**  
 TESTMODE: Diluted modal analysis

 COUNTRY : EG  
 CYCLE : JPLG1BKK  
 CUSTOMER : PC21/135 CNG  
 OPERATOR : THERDSAK  
 DRIVER : SETTASART

**BASIC DATA**  
 VEHICLE MODEL : TOYOTA COROLA1.6  
 CHASSIS ID : 107001541  
 ENGINE ID : 3ZZ4012626  
 ODOMETER : 64817  
 TRANSMISSION : AUTOMATIC  
 VEHICLE MASS kg : 1250  
 FUEL TYPE : GAS CNG  
 TEST START : 25.08.04 10:49:02  
 TEST END : 25.08.04 11:29:15  
 SOAKING TIME min : 0

ENVIRONMENTAL DATA	PHASE 1	PHASE 2	PHASE 3
AMBIENT TEMPERATURE °C	18.6	20.0	22.1
BAROMETRIC PRESSURE hPa	1007.9	1007.9	1007.9
RELATIVE HUMIDITY %	82.7	75.8	68.8
ABSOLUTE HUMIDITY g/kg da	11.1	11.1	11.5
DEW POINT °C	15.7	15.6	16.2
HUMID. CORRECT. FACTOR 1	1.013	1.013	1.026
DILUTION FACTOR 1	32.942	19.872	12.107
VMIX CVS N.TO 273.15K Nm3	100.090	50.622	54.592
DISTANCE km	2.098	3.366	6.719
TIME s	1023.0	520.0	568.1

EMISSIONS	THC	NOx	CO	CO2	HCNOx
PHASE 1 g	3.467	1.388	29.062	662.945	4.855
PHASE 2 g	1.093	3.079	5.732	618.465	4.172
PHASE 3 g	1.567	6.435	4.454	1127.814	8.002
PHASE 1 g/km	1.653	0.662	13.852	315.989	2.314
PHASE 2 g/km	0.325	0.915	1.703	183.739	1.239
PHASE 3 g/km	0.233	0.958	0.663	167.854	1.191
<b>TOTAL g/km</b>	<b>0.503</b>	<b>0.895</b>	<b>3.222</b>	<b>197.753</b>	<b>1.398</b>

 No standard for used car      **0.000**      **0.000**      **0.000**      **0.000**      **0.000**

FUEL ECONOMY	mpg	l/100km	km/l
PHASE 1	15.76	14.93	6.70
PHASE 2	28.84	8.16	12.26
PHASE 3	31.86	7.38	13.55
<b>TOTAL</b>	<b>26.44</b>	<b>8.89</b>	<b>11.24</b>

CYCLE SUMMARY	DEVIATION m	FAULTS No.	CRANK s	HOT SOAK s
	280.90	0	0.00	

**COMMENTS**  
 BEFORE TEST: PC TEST CNG  
 AFTER TEST :

 รูปที่ ข-9 แสดงใบรายงานผลการทดสอบมลพิษ โดยใช้เชื้อเพลิง CNG  
 กลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 1, 3, 5 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า (หน้าที่ 1)





## CHASSIS DYNO PROTOCOL

TEST CELL 3

PAGE 2

TEST NO : I0408028  
 TESTNAME: CYCLE135BKK. LG. (POINT. JAPAN)  
 TESTMODE: Diluted modal analysis

BAG ANALYSIS	THC ppm	NOx ppm	CO ppm	CO2 Vol %	CH4 ppmc
<b>PHASE 1</b>					
ZERO	0.03	0.14	0.44	0.00	0.00
SPAN	25.61	23.16	96.42	0.89	0.00
RE-ZERO	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
<b>SAMPLE</b>	<b>19.97</b>	<b>6.72</b>	<b>237.87</b>	<b>0.38</b>	<b>0.00</b>
<b>BACKGROUND</b>	<b>1.36</b>	<b>0.05</b>	<b>5.76</b>	<b>0.04</b>	<b>0.00</b>
<b>CORRECTED</b>	<b>18.65</b>	<b>6.68</b>	<b>232.29</b>	<b>0.34</b>	<b>0.00</b>
ZERO	0.04	0.15	0.05	0.00	0.00
SPAN	25.73	23.12	95.83	0.89	0.00
<b>PHASE 2</b>					
ZERO	0.04	0.14	0.17	0.00	0.00
SPAN	25.65	92.88	95.69	0.89	0.00
RE-ZERO	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
<b>SAMPLE</b>	<b>12.89</b>	<b>29.36</b>	<b>94.61</b>	<b>0.66</b>	<b>0.00</b>
<b>BACKGROUND</b>	<b>1.33</b>	<b>0.09</b>	<b>4.24</b>	<b>0.04</b>	<b>0.00</b>
<b>CORRECTED</b>	<b>11.63</b>	<b>29.28</b>	<b>90.58</b>	<b>0.62</b>	<b>0.00</b>
ZERO	0.03	0.14	0.44	0.00	0.00
SPAN	25.59	92.81	95.52	0.89	0.00
<b>PHASE 3</b>					
ZERO	0.04	0.11	0.50	0.00	0.00
SPAN	25.62	92.39	89.66	2.74	0.00
RE-ZERO	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
<b>SAMPLE</b>	<b>16.63</b>	<b>56.34</b>	<b>67.71</b>	<b>1.10</b>	<b>0.00</b>
<b>BACKGROUND</b>	<b>1.27</b>	<b>0.33</b>	<b>2.66</b>	<b>0.05</b>	<b>0.00</b>
<b>CORRECTED</b>	<b>15.46</b>	<b>56.04</b>	<b>65.27</b>	<b>1.05</b>	<b>0.00</b>
ZERO	0.04	0.13	0.61	0.00	0.00
SPAN	25.65	92.63	89.47	2.74	0.00

Automotive Emission Laboratory • 138/28 Moo2 Rangsit-Ongkharak Rd. • Tambon Rangsit • Amphur Thanyaburi • Patumtani Province • 12110 Thailand

Tel: 0 2904 7477-8, Fax: 0 2577 5447

รูปที่ ข-10 แสดงใบรายงานผลการทดสอบมลพิษ โดยใช้เชื้อเพลิง CNG  
 กลุ่มลักษณะการขับเคลื่อนที่ 1, 3, 5 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า (หน้าที่ 2)



## CHASSIS DYNO PROTOCOL

TEST CELL 3

PAGE 1

TEST NO : I0408029  
 TESTNAME: **CYCLE246BKK. LG. (POINT. JAPAN)**  
 TESTMODE: Diluted modal analysis

COUNTRY : EG	CUSTOMER : PC21/246 CNG
CYCLE : JPLG2BKK	OPERATOR : ALONGKORN
	DRIVER : SETTASART

**BASIC DATA**

VEHICLE MODEL : TOYOTA COROLA1.6	VEHICLE MASS kg : 1250
CHASSIS ID : 107001541	FUEL TYPE : GAS CNG
ENGINE ID : 3ZZ4012626	TEST START : 25.08.04 13:20:45
ODOMETER : 64832	TEST END : 25.08.04 14:03:02
TRANSMISSION : AUTOMATIC	SOAKING TIME min : 0

**ENVIRONMENTAL DATA**

	PHASE 1	PHASE 2	PHASE 3
AMBIENT TEMPERATURE °C	19.7	21.4	22.6
BAROMETRIC PRESSURE hPa	1006.0	1005.8	1005.6
RELATIVE HUMIDITY %	75.3	69.1	63.4
ABSOLUTE HUMIDITY g/kg da	10.8	11.1	10.9
DEW POINT °C	15.3	15.5	15.3
HUMID. CORRECT. FACTOR 1	1.005	1.012	1.007
DILUTION FACTOR 1	24.605	15.271	9.905
VMIX CVS N.TO 273.15K Nm3	114.010	35.480	66.288
DISTANCE km	4.754	3.376	14.225
TIME s	1172.0	368.0	695.1

**EMISSIONS**

	THC	NOx	CO	CO2	HCNOx
PHASE 1 g	2.096	3.637	18.235	1085.608	5.733
PHASE 2 g	0.644	2.750	0.836	577.027	3.394
PHASE 3 g	2.487	7.828	1.816	1690.055	10.315
PHASE 1 g/km	0.441	0.765	3.836	228.357	1.206
PHASE 2 g/km	0.191	0.815	0.248	170.920	1.005
PHASE 3 g/km	0.175	0.550	0.128	118.809	0.725
<b>TOTAL g/km</b>	<b>0.234</b>	<b>0.636</b>	<b>0.934</b>	<b>149.975</b>	<b>0.870</b>
No standard for used car	<b>0.000</b>	<b>0.000</b>	<b>0.000</b>	<b>0.000</b>	<b>0.000</b>

**FUEL ECONOMY**

	mpg	l/100km	km/l
PHASE 1	22.92	10.26	9.75
PHASE 2	31.44	7.48	13.37
PHASE 3	45.21	5.20	19.22
<b>TOTAL</b>	<b>35.52</b>	<b>6.62</b>	<b>15.10</b>

**CYCLE SUMMARY**

DEVIATION m	FAULTS No.	CRANK s	HOT SOAK s
272.60	0	0.00	

**COMMENTS**

BEFORE TEST: HOT EMISSION TEST PC NO.21/246 (CNG)  
 AFTER TEST : TEST OLD STANDARD GASES

รูปที่ ข-11 แสดงใบรายงานผลการทดสอบมลพิษ โดยใช้เชื้อเพลิง CNG  
 กลุ่มลักษณะการขับเคลื่อนที่ 2, 4, 6 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า (หน้าที่ 1)



## CHASSIS DYNO PROTOCOL

TEST CELL 3

PAGE 2

TEST NO : I0408029

TESTNAME: CYCLE246BKK. LG. (POINT. JAPAN)

TESTMODE: Diluted modal analysis

BAG ANALYSIS	THC ppm	NOx ppm	CO ppm	CO2 Vol %	CH4 ppmc
<b>PHASE 1</b>					
ZERO	0.10	0.08	0.83	0.00	0.00
SPAN	25.72	23.90	96.33	0.89	0.00
RE-ZERO	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
<b>SAMPLE</b>	<b>11.24</b>	<b>16.80</b>	<b>132.36</b>	<b>0.53</b>	<b>0.00</b>
<b>BACKGROUND</b>	<b>1.40</b>	<b>1.37</b>	<b>4.60</b>	<b>0.05</b>	<b>0.00</b>
<b>CORRECTED</b>	<b>9.90</b>	<b>15.49</b>	<b>127.95</b>	<b>0.48</b>	<b>0.00</b>
ZERO	0.10	0.08	0.42	0.00	0.00
SPAN	25.73	23.79	96.09	0.89	0.00
<b>PHASE 2</b>					
ZERO	0.11	0.09	0.48	0.00	0.00
SPAN	25.71	94.66	90.27	0.89	0.00
RE-ZERO	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
<b>SAMPLE</b>	<b>11.02</b>	<b>37.86</b>	<b>21.59</b>	<b>0.87</b>	<b>0.00</b>
<b>BACKGROUND</b>	<b>1.34</b>	<b>0.52</b>	<b>2.95</b>	<b>0.05</b>	<b>0.00</b>
<b>CORRECTED</b>	<b>9.77</b>	<b>37.37</b>	<b>18.84</b>	<b>0.83</b>	<b>0.00</b>
ZERO	0.11	0.09	0.34	0.00	0.00
SPAN	25.75	94.73	90.14	0.89	0.00
<b>PHASE 3</b>					
ZERO	0.13	0.12	0.30	0.00	0.00
SPAN	25.81	94.67	90.09	2.74	0.00
RE-ZERO	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
<b>SAMPLE</b>	<b>21.40</b>	<b>57.90</b>	<b>24.02</b>	<b>1.34</b>	<b>0.00</b>
<b>BACKGROUND</b>	<b>1.34</b>	<b>0.77</b>	<b>2.34</b>	<b>0.05</b>	<b>0.00</b>
<b>CORRECTED</b>	<b>20.20</b>	<b>57.20</b>	<b>21.92</b>	<b>1.30</b>	<b>0.00</b>
ZERO	0.12	0.11	0.19	0.00	0.00
SPAN	25.76	94.74	89.97	2.74	0.00

Automotive Emission Laboratory ■ 138/28 Moo2 Rangsit-Ongkharak Rd. ■ Tambon Rangsit ■ Amphur Thanyaburi ■ Patumtani Province ■ 12110 Thailand

Tel: 0 2904 7477-8, Fax: 0 2577 5447

รูปที่ ข-12 แสดงใบรายงานผลการทดสอบมลพิษ โดยใช้เชื้อเพลิง CNG  
กลุ่มลักษณะการขับเคลื่อนที่ 2, 4, 6 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า (หน้าที่ 2)



## CHASSIS DYNO PROTOCOL

TEST CELL 3

PAGE 1

TEST NO : I0408030  
 TESTNAME: CYCLE135BKK. LG. (POINT. JAPAN)  
 TESTMODE: Diluted modal analysis

COUNTRY : EG  
 CYCLE : JPLG1BKK

CUSTOMER : PC21/135CNG  
 OPERATOR : ALONGKORN  
 DRIVER : SETTASART

## BASIC DATA

VEHICLE MODEL : TOYOTA COROLA1.6 VEHICLE MASS kg : 1250  
 CHASSIS ID : 107001541 FUEL TYPE : GAS CNG  
 ENGINE ID : 3ZZ4012626 TEST START : 25.08.04 15:18:08  
 ODOMETER : 64858 TEST END : 25.08.04 15:58:20  
 TRANSMISSION : AUTOMATIC SOAKING TIME min : 0

## ENVIRONMENTAL DATA

	PHASE 1	PHASE 2	PHASE 3
AMBIENT TEMPERATURE °C	18.8	20.3	21.0
BAROMETRIC PRESSURE hPa	1004.0	1003.9	1003.7
RELATIVE HUMIDITY %	80.6	73.9	68.1
ABSOLUTE HUMIDITY g/kg da	11.0	11.1	10.7
DEW POINT °C	15.4	15.6	15.0
HUMID. CORRECT. FACTOR 1	1.010	1.013	0.998
DILUTION FACTOR 1	34.158	20.005	12.651
VMIX CVS N.TO 273.15K Nm3	99.618	50.410	54.420
DISTANCE km	2.104	3.367	6.739
TIME s	1023.0	520.0	568.1

## EMISSIONS

	THC	NOx	CO	CO2	HCNOx
PHASE 1 g	1.563	1.587	8.636	661.917	3.150
PHASE 2 g	1.043	2.898	1.794	613.139	3.941
PHASE 3 g	1.412	6.783	0.296	1079.277	8.195
PHASE 1 g/km	0.743	0.754	4.105	314.599	1.497
PHASE 2 g/km	0.310	0.861	0.533	182.102	1.170
PHASE 3 g/km	0.210	1.007	0.044	160.154	1.216
<b>TOTAL g/km</b>	<b>0.329</b>	<b>0.923</b>	<b>0.878</b>	<b>192.820</b>	<b>1.252</b>

No standard for used car 0.000 0.000 0.000 0.000 0.000

## FUEL ECONOMY

	mpg	l/100km	km/l
PHASE 1	16.71	14.07	7.11
PHASE 2	29.39	8.00	12.49
PHASE 3	33.60	7.00	14.28
<b>TOTAL</b>	<b>27.68</b>	<b>8.50</b>	<b>11.77</b>


## CYCLE SUMMARY

DEVIATION m	FAULTS No.	CRANK s	HOT SOAK s
259.50	0	0.00	

## COMMENTS

BEFORE TEST: HOT EMISSION TEST PC NO.21/135 (CNG)  
 AFTER TEST : TEST NEW STANDARD GASES

รูปที่ ข-13 แสดงใบรายงานผลการทดสอบมลพิษ โดยใช้เชื้อเพลิง CNG  
 กลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 1, 3, 5 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่ (หน้าที่ 1)

CHASSIS DYNO PROTOCOL		TEST CELL 3		PAGE 2	
 <p>กรมควบคุมมลพิษ POLLUTION CONTROL DEPARTMENT</p>					
TEST NO : I0408030 TESTNAME: CYCLE135BKK. LG. (POINT. JAPAN) TESTMODE: Diluted modal analysis					
BAG ANALYSIS	THC ppm	NOx ppm	CO ppm	CO2 Vol %	CH4 ppmc
<b>PHASE 1</b>					
ZERO	0.02	0.00	0.95	0.00	0.00
SPAN	23.71	25.07	90.65	0.93	0.00
RE-ZERO	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
<b>SAMPLE</b>	<b>9.66</b>	<b>7.90</b>	<b>73.99</b>	<b>0.38</b>	<b>0.00</b>
<b>BACKGROUND</b>	<b>1.25</b>	<b>0.22</b>	<b>4.78</b>	<b>0.05</b>	<b>0.00</b>
<b>CORRECTED</b>	<b>8.45</b>	<b>7.69</b>	<b>69.35</b>	<b>0.34</b>	<b>0.00</b>
ZERO	0.02	0.00	0.41	0.00	0.00
SPAN	23.68	25.06	90.32	0.92	0.00
<b>PHASE 2</b>					
ZERO	0.03	0.01	0.39	0.00	0.00
SPAN	23.68	83.79	90.23	0.92	0.00
RE-ZERO	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
<b>SAMPLE</b>	<b>12.28</b>	<b>27.93</b>	<b>31.49</b>	<b>0.66</b>	<b>0.00</b>
<b>BACKGROUND</b>	<b>1.20</b>	<b>0.25</b>	<b>3.18</b>	<b>0.05</b>	<b>0.00</b>
<b>CORRECTED</b>	<b>11.14</b>	<b>27.70</b>	<b>28.47</b>	<b>0.62</b>	<b>0.00</b>
ZERO	0.03	0.01	0.44	0.00	0.00
SPAN	23.71	83.93	90.20	0.92	0.00
<b>PHASE 3</b>					
ZERO	0.05	0.05	0.40	0.00	0.00
SPAN	23.79	84.10	90.25	1.82	0.00
RE-ZERO	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
<b>SAMPLE</b>	<b>15.07</b>	<b>61.42</b>	<b>6.54</b>	<b>1.05</b>	<b>0.00</b>
<b>BACKGROUND</b>	<b>1.19</b>	<b>0.57</b>	<b>2.37</b>	<b>0.05</b>	<b>0.00</b>
<b>CORRECTED</b>	<b>13.97</b>	<b>60.90</b>	<b>4.36</b>	<b>1.01</b>	<b>0.00</b>
ZERO	0.06	0.03	0.17	0.00	0.00
SPAN	23.77	84.10	90.06	1.82	0.00
Automotive Emission Laboratory ■ 138/28 Moo2 Rangsit-Ongkharak Rd. ■ Tambon Rangsit ■ Amphur Thanyaburi ■ Patumtani Province ■ 12110 Thailand Tel: 0 2904 7477-8, Fax: 0 2577 5447					

รูปที่ ข-14 แสดงใบรายงานผลการทดสอบมลพิษ โดยใช้เชื้อเพลิง CNG  
 กลุ่มลักษณะการขับที่แบบที่ 1, 3, 5 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่ (หน้าที่ 2)



## CHASSIS DYNO PROTOCOL

TEST CELL 3

PAGE 1

TEST NO : I0408031  
 TESTNAME: CYCLE246BKK. LG. (POINT. JAPAN)  
 TESTMODE: Diluted modal analysis

COUNTRY : EG  
 CYCLE : JPLG2BKK

CUSTOMER : PC21/246CNG  
 OPERATOR : ALONGKORN  
 DRIVER : SETTASART

BASIC DATA		VEHICLE MASS kg				
VEHICLE MODEL	: TOYOTA COROLA1.6	VEHICLE MASS	kg	: 1250		
CHASSIS ID	: 107001541	FUEL TYPE		: GAS CNG		
ENGINE ID	: 3ZZ4012626	TEST START		: 25.08.04 16:32:06		
ODOMETER	: 64873	TEST END		: 25.08.04 17:14:23		
TRANSMISSION	: AUTOMATIC	SOAKING TIME	min	: 0		
ENVIRONMENTAL DATA		PHASE 1	PHASE 2	PHASE 3		
AMBIENT TEMPERATURE	°C	19.3	20.7	22.6		
BAROMETRIC PRESSURE	hPa	1003.3	1003.4	1003.4		
RELATIVE HUMIDITY	%	77.2	70.7	62.6		
ABSOLUTE HUMIDITY	g/kg da	10.9	10.9	10.8		
DEW POINT	°C	15.3	15.3	15.1		
HUMID.CORRECT.FACTOR	1	1.006	1.006	1.003		
DILUTION FACTOR	1	25.533	15.455	10.182		
VMIX CVS N.TO 273.15K	Nm3	113.740	35.418	66.174		
DISTANCE	km	4.742	3.357	14.177		
TIME	s	1172.0	368.0	695.1		
EMISSIONS		THC	NOx	CO	CO2	HCNOx
PHASE 1	g	1.858	4.465	0.723	1062.959	6.323
PHASE 2	g	0.843	3.251	0.298	567.736	4.094
PHASE 3	g	2.347	7.861	0.663	1635.619	10.208
PHASE 1	g/km	0.392	0.942	0.152	224.158	1.333
PHASE 2	g/km	0.251	0.968	0.089	169.120	1.220
PHASE 3	g/km	0.166	0.554	0.047	115.371	0.720
<b>TOTAL</b>	<b>g/km</b>	<b>0.227</b>	<b>0.699</b>	<b>0.076</b>	<b>146.629</b>	<b>0.926</b>
No standard for used car		<b>0.000</b>	<b>0.000</b>	<b>0.000</b>	<b>0.000</b>	<b>0.000</b>
FUEL ECONOMY				mpg	l/100km	km/l
PHASE 1				23.95	9.82	10.18
PHASE 2				31.78	7.40	13.51
PHASE 3				46.61	5.05	19.82
<b>TOTAL</b>				<b>36.65</b>	<b>6.42</b>	<b>15.58</b>
CYCLE SUMMARY		DEVIATION	FAULTS	CRANK	HOT SOAK	
		m	No.	s	s	
		398.60	0	0.00		
COMMENTS						
BEFORE TEST: HOT EMISSION TEST PC NO.21/246 (CNG)						
AFTER TEST : TEST NEW STANDARD GASES						

รูปที่ ข-15 แสดงใบรายงานผลการทดสอบมลพิษ โดยใช้เชื้อเพลิง CNG  
 กลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 2, 4, 6 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่ (หน้าที่ 1)



กรมควบคุมมลพิษ  
POLLUTION CONTROL DEPARTMENT

CHASSIS DYNO PROTOCOL

TEST CELL 3

PAGE 2

TEST NO : I0408031

TESTNAME: CYCLE246BKK. LG. (POINT. JAPAN)

TESTMODE: Diluted modal analysis

BAG ANALYSIS	THC ppm	NOx ppm	CO ppm	CO2 Vol %	CH4 ppmc
<b>PHASE 1</b>					
ZERO	0.05	0.04	0.52	0.00	0.00
SPAN	23.64	24.89	90.35	0.93	0.00
RE-ZERO	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
<b>SAMPLE</b>	<b>9.95</b>	<b>19.36</b>	<b>8.25</b>	<b>0.52</b>	<b>0.00</b>
<b>BACKGROUND</b>	<b>1.20</b>	<b>0.33</b>	<b>3.29</b>	<b>0.05</b>	<b>0.00</b>
<b>CORRECTED</b>	<b>8.80</b>	<b>19.04</b>	<b>5.08</b>	<b>0.48</b>	<b>0.00</b>
ZERO	0.05	0.03	0.13	0.00	0.00
SPAN	23.70	24.92	89.97	0.92	0.00
<b>PHASE 2</b>					
ZERO	0.06	0.05	0.06	0.00	0.00
SPAN	23.75	83.47	89.99	0.92	0.00
RE-ZERO	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
<b>SAMPLE</b>	<b>13.95</b>	<b>45.03</b>	<b>8.44</b>	<b>0.86</b>	<b>0.00</b>
<b>BACKGROUND</b>	<b>1.21</b>	<b>0.53</b>	<b>1.84</b>	<b>0.05</b>	<b>0.00</b>
<b>CORRECTED</b>	<b>12.82</b>	<b>44.53</b>	<b>6.73</b>	<b>0.82</b>	<b>0.00</b>
ZERO	0.06	0.05	0.10	0.00	0.00
SPAN	23.70	83.64	89.77	0.92	0.00
<b>PHASE 3</b>					
ZERO	0.07	0.07	0.26	0.00	0.00
SPAN	23.67	83.67	89.88	1.83	0.00
RE-ZERO	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
<b>SAMPLE</b>	<b>20.24</b>	<b>58.46</b>	<b>9.32</b>	<b>1.31</b>	<b>0.00</b>
<b>BACKGROUND</b>	<b>1.26</b>	<b>0.77</b>	<b>1.45</b>	<b>0.06</b>	<b>0.00</b>
<b>CORRECTED</b>	<b>19.10</b>	<b>57.76</b>	<b>8.01</b>	<b>1.26</b>	<b>0.00</b>
ZERO	0.07	0.05	0.49	0.00	0.00
SPAN	23.68	83.78	89.63	1.83	0.00

Automotive Emission Laboratory • 138/28 Moo2 Rangsit-Ongkharak Rd. • Tambon Rangsit • Amphur Thanyaburi • Patumtani Province • 12110 Thailand

Tel: 0 2904 7477-8, Fax: 0 2577 5447

รูปที่ ข-16 แสดงใบรายงานผลการทดสอบมลพิษ โดยใช้เชื้อเพลิง CNG  
กลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 2, 4, 6 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่ (หน้าที่ 2)



**CHASSIS DYNO PROTOCOL** TEST CELL 3 PAGE 1  
 TEST NO : I0408032  
 TESTNAME: CYCLE135BKK. LG. (POINT. JAPAN)  
 TESTMODE: Diluted modal analysis

COUNTRY : EG  
 CYCLE : JPLG1BKK  
 CUSTOMER : PC21/135LPG  
 OPERATOR : ALONGKORN  
 DRIVER : SETTASART

ENVIRONMENTAL DATA		PHASE 1	PHASE 2	PHASE 3		
AMBIENT TEMPERATURE	°C	20.2	20.3	21.6		
BAROMETRIC PRESSURE	hPa	1006.3	1006.2	1006.3		
RELATIVE HUMIDITY	%	70.7	69.8	65.2		
ABSOLUTE HUMIDITY	g/kg da	10.5	10.4	10.6		
DEW POINT	°C	14.8	14.6	14.9		
HUMID. CORRECT. FACTOR	1	0.993	0.991	0.995		
DILUTION FACTOR	1	36.444	21.070	13.138		
VMIX CVS N.TO 273.15K	Nm3	99.778	50.584	54.713		
DISTANCE	km	2.093	3.367	6.738		
TIME	s	1023.0	520.0	568.1		
EMISSIONS		THC	NOx	CO	CO2	HCNOx
PHASE 1	g	1.048	3.575	9.113	610.016	4.623
PHASE 2	g	0.335	6.524	1.186	583.396	6.859
PHASE 3	g	0.197	13.239	0.452	1044.267	13.436
PHASE 1	g/km	0.501	1.708	4.354	291.455	2.209
PHASE 2	g/km	0.099	1.938	0.352	173.269	2.037
PHASE 3	g/km	0.029	1.965	0.067	154.982	1.994
<b>TOTAL</b>	g/km	<b>0.130</b>	<b>1.913</b>	<b>0.881</b>	<b>183.446</b>	<b>2.043</b>
No standard for used car		0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
FUEL ECONOMY		mpg		l/100km	km/l	
PHASE 1		18.02		13.05	7.66	
PHASE 2		31.04		7.58	13.20	
PHASE 3		34.83		6.75	14.81	
<b>TOTAL</b>		<b>29.18</b>		<b>8.06</b>	<b>12.41</b>	
CYCLE SUMMARY		DEVIATION m	FAULTS No.	CRANK s	HOT SOAK s	
		294.90	0	0.00		
COMMENTS						
BEFORE TEST:						
AFTER TEST :						

Automotive Emission Laboratory • 138/28 Moo2 Rangsit-Ongkharek Rd. • Tambon Rangsit • Amphur Thanyabun • Pathumtani Province • 12110 Thailand  
 Tel: 0 2904 7477-8, Fax: 0 2577 5447

รูปที่ ข-17 แสดงใบรายงานผลการทดสอบมลพิษ โดยใช้เชื้อเพลิง LPG  
 กลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 1, 3, 5 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่ (หน้าที่ 1)





กรมควบคุมมลพิษ  
POLLUTION CONTROL DEPARTMENT

CHASSIS DYNO PROTOCOL

TEST CELL 3

PAGE 2

TEST NO : I0408032

TESTNAME: CYCLE135BKK. LG. (POINT. JAPAN)

TESTMODE: Diluted modal analysis

BAG ANALYSIS	THC ppm	NOx ppm	CO ppm	CO2 Vol %	CH4 ppmc
<b>PHASE 1</b>					
ZERO	0.06	0.09	0.03	0.00	0.00
SPAN	23.66	25.47	89.76	0.93	0.00
RE-ZERO	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
<b>SAMPLE</b>	<b>9.74</b>	<b>18.11</b>	<b>77.66</b>	<b>0.36</b>	<b>0.00</b>
BACKGROUND	4.20	0.53	4.73	0.05	0.00
CORRECTED	5.66	17.60	73.06	0.31	0.00
ZERO	0.07	0.08	0.47	0.00	0.00
SPAN	23.69	25.49	89.16	0.92	0.00
<b>PHASE 2</b>					
ZERO	0.08	0.10	0.63	0.00	0.00
SPAN	23.74	84.95	89.01	0.92	0.00
RE-ZERO	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
<b>SAMPLE</b>	<b>6.27</b>	<b>64.20</b>	<b>21.06</b>	<b>0.63</b>	<b>0.00</b>
BACKGROUND	2.84	0.73	2.42	0.05	0.00
CORRECTED	3.57	63.50	18.75	0.59	0.00
ZERO	0.07	0.09	0.91	0.00	0.00
SPAN	23.62	85.03	88.83	0.92	0.00
<b>PHASE 3</b>					
ZERO	0.08	0.14	1.03	0.00	0.00
SPAN	23.74	25.57	88.68	1.82	0.00
RE-ZERO	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
<b>SAMPLE</b>	<b>4.06</b>	<b>120.15</b>	<b>7.38</b>	<b>1.02</b>	<b>0.00</b>
BACKGROUND	2.29	1.68	0.84	0.05	0.00
CORRECTED	1.94	118.60	6.61	0.97	0.00
ZERO	0.08	0.11	1.40	0.00	0.00
SPAN	23.70	25.61	88.35	1.63	0.00

Automotive Emission Laboratory • 138/28 Moo2 Rangsit-Ongkharak Rd. • Tambon Rangsit • Amphur Thanyaburi • Patumtani Province • 12110 Thailand

Tel: 0 2904 7477-8, Fax: 0 2577 5447

รูปที่ ข-18 แสดงใบรายงานผลการทดสอบมลพิษ โดยใช้เชื้อเพลิง LPG

กลุ่มลักษณะการขับเคลื่อนที่ 1, 3, 5 โดยใช้ก๊าซถังอั้งใหม่ (หน้าที่ 2)



<b>CHASSIS DYNO PROTOCOL</b>		TEST CELL 3	PAGE 1
TEST NO : I0408033			
TESTNAME: CYCLE246BKK. LG. (POINT. JAPAN)			
TESTMODE: Diluted modal analysis			
COUNTRY : EG	CUSTOMER : PC21/246LPG		
CYCLE : JPLG2BKK	OPERATOR : ALONGKORN		
	DRIVER : SETTASART		

<b>BASIC DATA</b>					
VEHICLE MODEL : TOYOTA COROLA1.6	VEHICLE MASS kg : 1250				
CHASSIS ID : 107001541	FUEL TYPE : GAS CNG LPG				
ENGINE ID : 3ZZ4012626	TEST START : 27.08.04 11:45:17				
ODOMETER : 65100	TEST END : 27.08.04 12:27:34				
TRANSMISSION : AUTOMATIC	SOAKING TIME min : 0				
<b>ENVIRONMENTAL DATA</b>	PHASE 1	PHASE 2	PHASE 3		
AMBIENT TEMPERATURE °C	20.0	21.5	22.5		
BAROMETRIC PRESSURE hPa	1005.6	1005.4	1005.3		
RELATIVE HUMIDITY %	71.1	65.6	61.8		
ABSOLUTE HUMIDITY g/kg da	10.4	10.6	10.6		
DEW POINT °C	14.6	14.8	14.8		
HUMID. CORRECT. FACTOR 1	0.991	0.996	0.996		
DILUTION FACTOR 1	26.670	16.524	10.477		
VMIX CVS N.TO 273.15K Nm3	114.070	35.575	66.600		
DISTANCE km	4.752	3.371	14.213		
TIME s	1172.0	368.0	695.1		
<b>EMISSIONS</b>	THC	NOx	CO	CO2	HCNOx
PHASE 1 g	1.232	9.431	16.404	998.405	10.663
PHASE 2 g	0.161	7.066	1.118	533.650	7.227
PHASE 3 g	0.270	19.754	1.495	1611.063	20.024
PHASE 1 g/km	0.259	1.985	3.452	210.102	2.244
PHASE 2 g/km	0.048	2.096	0.332	158.306	2.144
PHASE 3 g/km	0.019	1.390	0.105	113.351	1.409
<b>TOTAL</b> g/km	<b>0.074</b>	<b>1.623</b>	<b>0.851</b>	<b>140.720</b>	<b>1.697</b>
No standard for used car	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
<b>FUEL ECONOMY</b>			mpg	l/100km	km/l
PHASE 1			24.98	9.41	10.62
PHASE 2			34.00	6.92	14.46
PHASE 3			47.59	4.94	20.23
<b>TOTAL</b>			<b>37.99</b>	<b>6.19</b>	<b>16.15</b>
<b>CYCLE SUMMARY</b>	DEVIATION m	FAULTS No.	CRANK s	HOT SOAK s	
	280.00	0	0.00		
<b>COMMENTS</b>					
BEFORE TEST:					
AFTER TEST :					

Automotive Emission Laboratory • 138/28 Moo2 Rangsit-Ongtharak Rd. • Tambon Rangsit • Amphur Thanyaburi • Pathumtani Province • 12110 Thailand  
Tel: 0 2904 7477-8, Fax: 0 2577 5447

รูปที่ ข-19 แสดงใบรายงานผลการทดสอบมลพิษ โดยใช้เชื้อเพลิง LPG  
กลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 2, 4, 6 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่ (หน้าที่ 1)



CHASSIS DYNO PROTOCOL TEST CELL 3 PAGE 2

TEST NO : I0408033  
 TESTNAME: CYCLE246BKK. LG. (POINT. JAPAN)  
 TESTMODE: Diluted modal analysis

BAG ANALYSIS	THC ppm	NOx ppm	CO ppm	CO2 Vol %	CH4 ppmc
<b>PHASE 1</b>					
ZERO	0.13	0.17	0.19	0.00	0.00
SPAN	23.73	86.86	95.31	0.92	0.00
RE-ZERO	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
<b>SAMPLE</b>	<b>7.31</b>	<b>41.37</b>	<b>122.45</b>	<b>0.49</b>	<b>0.00</b>
<b>BACKGROUND</b>	<b>1.55</b>	<b>0.69</b>	<b>7.70</b>	<b>0.04</b>	<b>0.00</b>
<b>CORRECTED</b>	<b>5.82</b>	<b>40.70</b>	<b>115.04</b>	<b>0.45</b>	<b>0.00</b>
ZERO	0.11	0.15	0.88	0.00	0.00
SPAN	23.63	86.74	94.55	0.92	0.00
<b>PHASE 2</b>					
ZERO	0.11	0.18	1.03	0.00	0.00
SPAN	23.74	86.53	88.79	0.92	0.00
RE-ZERO	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
<b>SAMPLE</b>	<b>3.85</b>	<b>98.74</b>	<b>28.10</b>	<b>0.81</b>	<b>0.00</b>
<b>BACKGROUND</b>	<b>1.49</b>	<b>1.50</b>	<b>3.16</b>	<b>0.05</b>	<b>0.00</b>
<b>CORRECTED</b>	<b>2.44</b>	<b>97.33</b>	<b>25.14</b>	<b>0.76</b>	<b>0.00</b>
ZERO	0.09	0.15	1.45	0.00	0.00
SPAN	23.66	86.28	88.34	0.92	0.00
<b>PHASE 3</b>					
ZERO	0.09	0.20	1.68	0.00	0.00
SPAN	23.65	25.89	88.22	1.82	0.00
RE-ZERO	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
<b>SAMPLE</b>	<b>3.52</b>	<b>147.58</b>	<b>18.85</b>	<b>1.28</b>	<b>0.00</b>
<b>BACKGROUND</b>	<b>1.49</b>	<b>2.49</b>	<b>0.98</b>	<b>0.05</b>	<b>0.00</b>
<b>CORRECTED</b>	<b>2.18</b>	<b>145.33</b>	<b>17.96</b>	<b>1.23</b>	<b>0.00</b>
ZERO	0.08	0.16	2.30	0.00	0.00
SPAN	23.66	25.75	87.68	1.82	0.00

Automotive Emission Laboratory • 138/28 Moo2 Rangsit-Ongkharak Rd. • Tambon Rangsit • Amphur Thanyaburi • Patumtani Province • 12110 Thailand  
 Tel: 0 2804 7477-8, Fax: 0 2577 5447

รูปที่ ข-20 แสดงใบรายงานผลการทดสอบมลพิษ โดยใช้เชื้อเพลิง LPG  
 กลุ่มลักษณะการขับเคลื่อนที่ 2, 4, 6 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่ (หน้าที่ 2)



CHASSIS DYNO PROTOCOL TEST CELL 3 PAGE 1

TEST NO : I0408034  
 TESTNAME: CYCLE135BKK. LG. (POINT. JAPAN)  
 TESTMODE: Diluted modal analysis

COUNTRY : EG  
 CYCLE : JPLG1BKK  
 CUSTOMER : PC21/135/95  
 OPERATOR : ALONGKORN  
 DRIVER : SETTASART

**BASIC DATA**

VEHICLE MODEL : TOYOTA COROLA1.6  
 CHASSIS ID : 107001541  
 ENGINE ID : 3Z24012626  
 ODOMETER : 65146  
 TRANSMISSION : AUTOMATIC  
 VEHICLE MASS kg : 1250  
 FUEL TYPE : GASOLINE95  
 TEST START : 27.08.04 13:47:15  
 TEST END : 27.08.04 14:27:27  
 SOAKING TIME min : 0

**ENVIRONMENTAL DATA**

	PHASE 1	PHASE 2	PHASE 3
AMBIENT TEMPERATURE °C	19.6	20.2	21.5
BAROMETRIC PRESSURE hPa	1003.8	1003.5	1003.4
RELATIVE HUMIDITY %	74.3	71.1	65.2
ABSOLUTE HUMIDITY g/kg da	10.7	10.6	10.5
DEW POINT °C	14.9	14.8	14.8
HUMID.CORRECT.FACTOR 1	0.998	0.996	0.994
DILUTION FACTOR 1	31.297	17.710	11.088
VMIX CVS N.TO 273.15K Nm3	99.515	50.426	54.493
DISTANCE km	2.097	3.369	6.744
TIME s	1023.0	520.0	568.1

**EMISSIONS**

	THC	NOx	CO	CO2	HCNOx
PHASE 1 g	1.612	0.290	26.614	693.052	1.902
PHASE 2 g	1.655	0.686	16.605	670.303	2.341
PHASE 3 g	1.611	1.795	20.934	1201.744	3.406
PHASE 1 g/km	0.769	0.138	12.691	330.497	0.907
PHASE 2 g/km	0.491	0.204	4.929	198.962	0.695
PHASE 3 g/km	0.239	0.266	3.104	178.195	0.505
<b>TOTAL</b> g/km	<b>0.400</b>	<b>0.227</b>	<b>5.254</b>	<b>210.082</b>	<b>0.626</b>

No standard for used car

	THC	NOx	CO	CO2	HCNOx
	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000

**FUEL ECONOMY**

	mpg	l/100km	km/l
PHASE 1	15.66	15.02	6.66
PHASE 2	26.53	8.87	11.28
PHASE 3	30.05	7.83	12.78
<b>TOTAL</b>	<b>25.16</b>	<b>9.35</b>	<b>10.70</b>

**CYCLE SUMMARY**

	DEVIATION m	FAULTS No.	CRANK s	HOT SOAK s
	272.40	0	0.00	

**COMMENTS**

BEFORE TEST:  
 AFTER TEST :

รูปที่ ข-21 แสดงใบรายงานผลการทดสอบมลพิษ โดยใช้เชื้อเพลิง Gasoline  
 กลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 1, 3, 5 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่ (หน้าที่ 1)



## CHASSIS DYNO PROTOCOL

TEST CELL 3

PAGE 2

TEST NO : I0408034

TESTNAME: CYCLE135BKK. LG. (POINT. JAPAN)

TESTMODE: Diluted modal analysis

BAG ANALYSIS	THC ppm	NOx ppm	CO ppm	CO2 Vol %	CH4 ppmc
<b>PHASE 1</b>					
ZERO	0.10	0.03	0.73	0.00	0.00
SPAN	23.74	25.31	96.27	0.93	0.00
RE-ZERO	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
<b>SAMPLE</b>	<b>9.83</b>	<b>1.59</b>	<b>222.10</b>	<b>0.40</b>	<b>0.00</b>
<b>BACKGROUND</b>	<b>1.14</b>	<b>0.17</b>	<b>8.42</b>	<b>0.05</b>	<b>0.00</b>
<b>CORRECTED</b>	<b>8.72</b>	<b>1.42</b>	<b>213.95</b>	<b>0.35</b>	<b>0.00</b>
ZERO	0.10	0.03	0.60	0.00	0.00
SPAN	23.69	25.35	96.16	0.92	0.00
<b>PHASE 2</b>					
ZERO	0.12	0.04	0.60	0.00	0.00
SPAN	23.78	25.27	96.15	0.92	0.00
RE-ZERO	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
<b>SAMPLE</b>	<b>18.75</b>	<b>6.80</b>	<b>270.17</b>	<b>0.72</b>	<b>0.00</b>
<b>BACKGROUND</b>	<b>1.14</b>	<b>0.15</b>	<b>7.14</b>	<b>0.05</b>	<b>0.00</b>
<b>CORRECTED</b>	<b>17.67</b>	<b>6.66</b>	<b>263.43</b>	<b>0.68</b>	<b>0.00</b>
ZERO	0.10	0.04	0.56	0.00	0.00
SPAN	23.71	25.21	96.23	0.92	0.00
<b>PHASE 3</b>					
ZERO	0.10	0.04	0.64	0.00	0.00
SPAN	23.68	25.11	96.27	1.83	0.00
RE-ZERO	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
<b>SAMPLE</b>	<b>16.95</b>	<b>16.37</b>	<b>314.46</b>	<b>1.17</b>	<b>0.00</b>
<b>BACKGROUND</b>	<b>1.13</b>	<b>0.22</b>	<b>7.84</b>	<b>0.05</b>	<b>0.00</b>
<b>CORRECTED</b>	<b>15.92</b>	<b>16.17</b>	<b>307.33</b>	<b>1.12</b>	<b>0.00</b>
ZERO	0.09	0.03	0.55	0.00	0.00
SPAN	23.81	25.03	96.24	1.83	0.00

Automotive Emission Laboratory • 138.26 Moo2 Rangsit-Ongkharak Rd. • Tambon Rangsit • Amphur Thanyaburi • Patumtani Province • 12110 Thailand  
Tel: 0 2904 7477-8, Fax: 0 2577 5447

รูปที่ ข-22 แสดงใบรายงานผลการทดสอบมลพิษ โดยใช้เชื้อเพลิง Gasoline  
กลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 1, 3, 5 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่ (หน้าที่ 2)



CHASSIS DYNO PROTOCOL TEST CELL 3 PAGE 1

TEST NO : I0408035  
 TESTNAME: CYCLE246BKK. LG. (POINT. JAPAN)  
 TESTMODE: Diluted modal analysis

COUNTRY : EG  
 CYCLE : JPLG2BKK  
 CUSTOMER : PC21/246/95  
 OPERATOR : PANNAWICH  
 DRIVER : SETTASART

**BASIC DATA**

VEHICLE MODEL : TOYOTA COROLA1.6  
 CHASSIS ID : 107001541  
 ENGINE ID : 3ZZ4012626  
 ODOMETER : 65162  
 TRANSMISSION : AUTOMATIC  
 VEHICLE MASS kg : 1250  
 FUEL TYPE : GASOLINE95  
 TEST START : 27.08.04 15:00:40  
 TEST END : 27.08.04 15:42:56  
 SOAKING TIME min : 0

**ENVIRONMENTAL DATA**

	PHASE 1	PHASE 2	PHASE 3
AMBIENT TEMPERATURE °C	20.1	20.4	22.8
BAROMETRIC PRESSURE hPa	1002.6	1002.5	1002.4
RELATIVE HUMIDITY %	71.5	68.4	63.0
ABSOLUTE HUMIDITY g/kg da	10.6	10.3	11.0
DEW POINT °C	14.8	14.4	15.4
HUMID. CORRECT. FACTOR 1	0.997	0.988	1.011
DILUTION FACTOR 1	22.714	14.118	8.993
VMIX CVS N.TO 273.15K Nm3	113.660	35.455	66.356
DISTANCE km	4.754	3.376	14.200
TIME s	1172.0	368.0	695.1

**EMISSIONS**

	THC	NOx	CO	CO2	HCNOx
PHASE 1 g	1.848	0.853	23.526	1167.835	2.701
PHASE 2 g	0.220	0.717	3.740	619.568	0.937
PHASE 3 g	0.416	0.972	10.289	1855.230	1.388
PHASE 1 g/km	0.389	0.179	4.949	245.653	0.568
PHASE 2 g/km	0.065	0.212	1.108	183.521	0.278
PHASE 3 g/km	0.029	0.068	0.725	130.650	0.098
<b>TOTAL g/km</b>	<b>0.111</b>	<b>0.114</b>	<b>1.682</b>	<b>163.127</b>	<b>0.225</b>
No standard for used car	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000

**FUEL ECONOMY**

	mpg	l/100km	km/l
PHASE 1	21.69	10.84	9.22
PHASE 2	29.79	7.90	12.66
PHASE 3	41.89	5.61	17.81
<b>TOTAL</b>	<b>33.26</b>	<b>7.07</b>	<b>14.14</b>

**CYCLE SUMMARY**

DEVIATION m	FAULTS No.	CRANK s	HOT SOAK s
293.70	0	0.00	

**COMMENTS**

BEFORE TEST:  
 AFTER TEST :

รูปที่ ข-23 แสดงใบรายงานผลการทดสอบมลพิษ โดยใช้เชื้อเพลิง Gasoline  
 กลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 2, 4, 6 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่ (หน้าที่ 1)



## CHASSIS DYNO PROTOCOL

TEST CELL 3

PAGE 2

TEST NO : I0408035

TESTNAME: CYCLE246BKK. LG. (POINT. JAPAN)

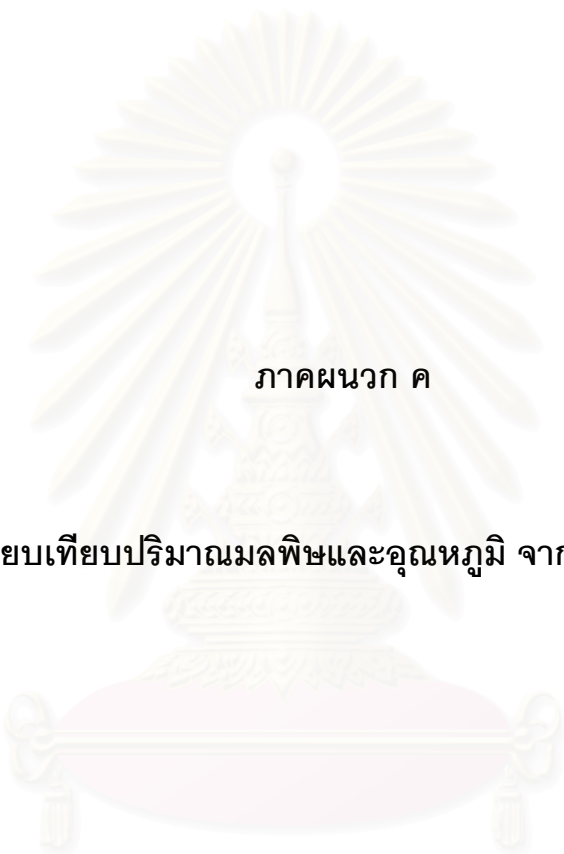
TESTMODE: Diluted modal analysis

BAG ANALYSIS	THC ppm	NOx ppm	CO ppm	CO2 Vol %	CH4 ppmc
<b>PHASE 1</b>					
ZERO	0.05	0.02	0.59	0.00	0.00
SPAN	23.87	24.80	96.21	0.93	0.00
RE-ZERO	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
<b>SAMPLE</b>	<b>9.77</b>	<b>3.78</b>	<b>170.03</b>	<b>0.57</b>	<b>0.00</b>
<b>BACKGROUND</b>	<b>1.06</b>	<b>0.11</b>	<b>4.64</b>	<b>0.05</b>	<b>0.00</b>
<b>CORRECTED</b>	<b>8.76</b>	<b>3.67</b>	<b>165.59</b>	<b>0.52</b>	<b>0.00</b>
ZERO	0.07	0.02	0.51	0.00	0.00
SPAN	23.83	24.82	96.14	0.92	0.00
<b>PHASE 2</b>					
ZERO	0.08	0.04	0.48	0.00	0.00
SPAN	23.88	24.85	90.22	0.92	0.00
RE-ZERO	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
<b>SAMPLE</b>	<b>4.34</b>	<b>10.14</b>	<b>88.64</b>	<b>0.94</b>	<b>0.00</b>
<b>BACKGROUND</b>	<b>1.07</b>	<b>0.17</b>	<b>4.57</b>	<b>0.05</b>	<b>0.00</b>
<b>CORRECTED</b>	<b>3.35</b>	<b>9.99</b>	<b>84.39</b>	<b>0.89</b>	<b>0.00</b>
ZERO	0.07	0.03	0.40	0.00	0.00
SPAN	23.80	24.88	90.29	0.92	0.00
<b>PHASE 3</b>					
ZERO	0.09	0.04	0.55	0.00	0.00
SPAN	23.87	24.99	96.13	1.83	0.00
RE-ZERO	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
<b>SAMPLE</b>	<b>4.33</b>	<b>7.24</b>	<b>128.28</b>	<b>1.48</b>	<b>0.00</b>
<b>BACKGROUND</b>	<b>1.07</b>	<b>0.19</b>	<b>4.76</b>	<b>0.06</b>	<b>0.00</b>
<b>CORRECTED</b>	<b>3.38</b>	<b>7.07</b>	<b>124.05</b>	<b>1.42</b>	<b>0.00</b>
ZERO	0.09	0.04	0.58	0.00	0.00
SPAN	23.86	25.00	96.17	1.83	0.00

Automotive Emission Laboratory ■ 138/28 Moo2 Rangsit-Ongkharak Rd. ■ Tambon Rangsit ■ Amphur Thanyaburi ■ Patumthani Province ■ 12110 Thailand

Tel: 0 2904 7477-8, Fax: 0 2577 5447

รูปที่ ข-24 แสดงใบรายงานผลการทดสอบมลพิษ โดยใช้เชื้อเพลิง Gasoline  
กลุ่มลักษณะการขับเคลื่อนที่ 2, 4, 6 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่ (หน้าที่ 2)

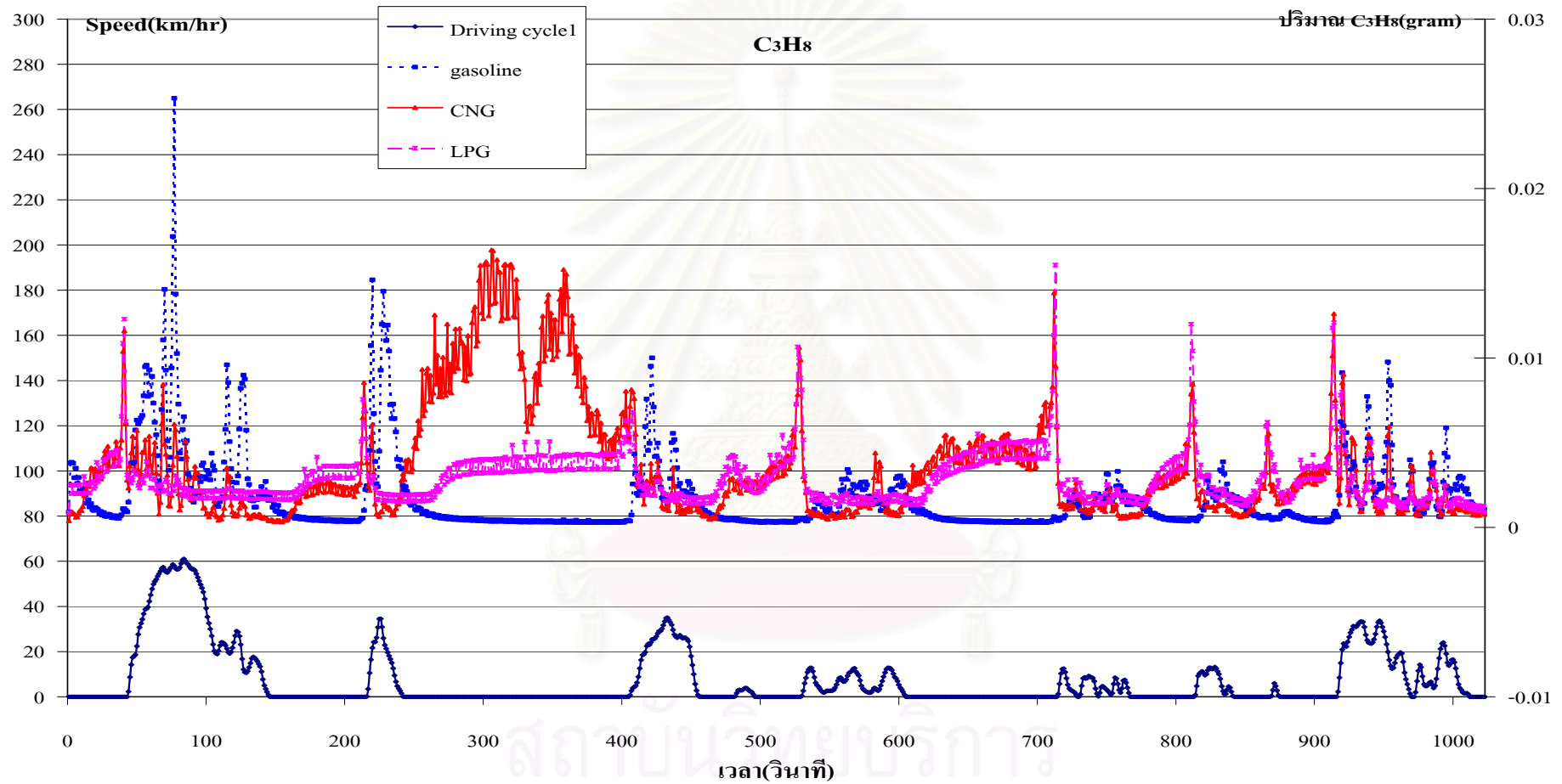


ภาคผนวก ค

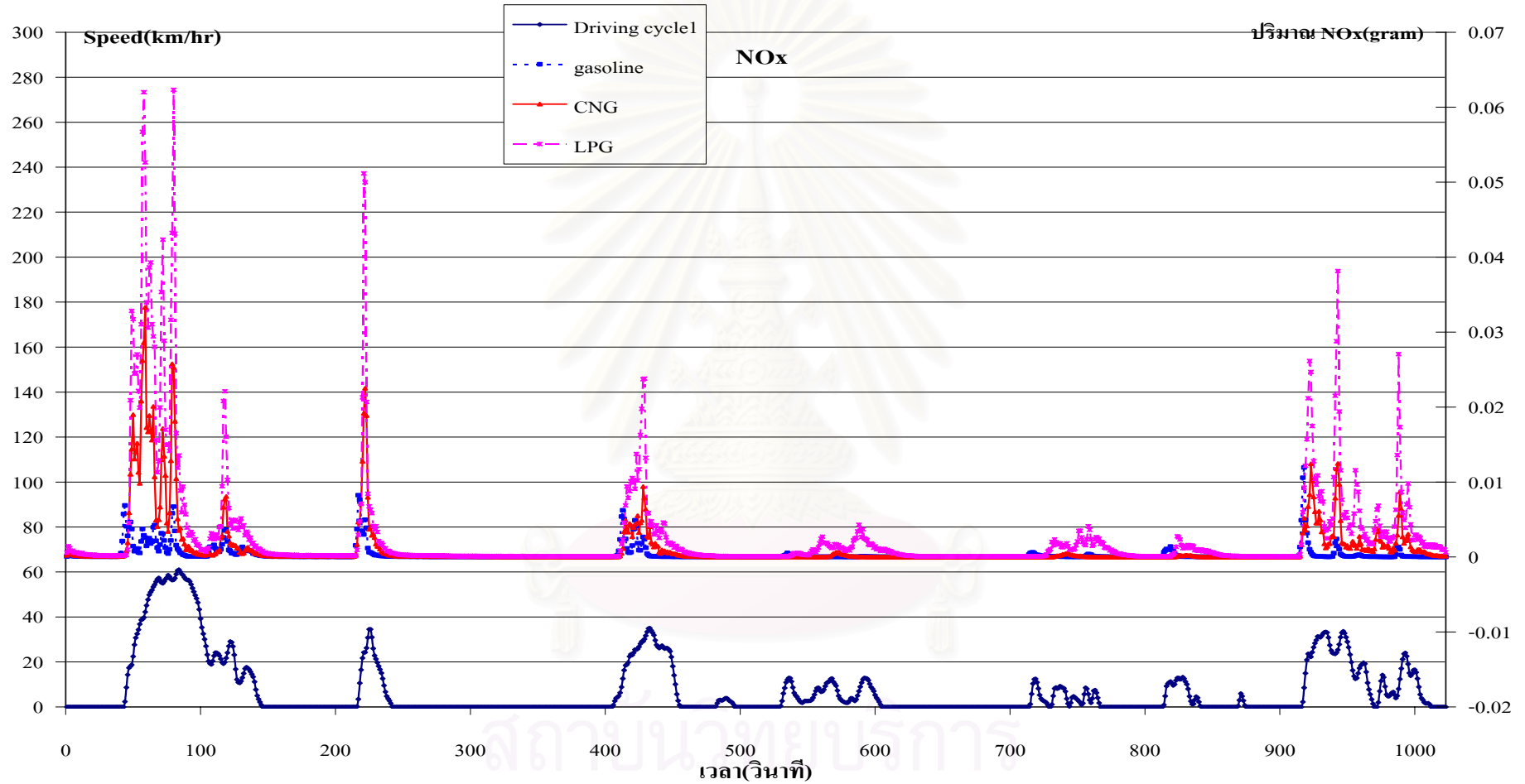
ผลการเปรียบเทียบปริมาณมลพิษและอุณหภูมิ จากกรมควบคุมมลพิษ

สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

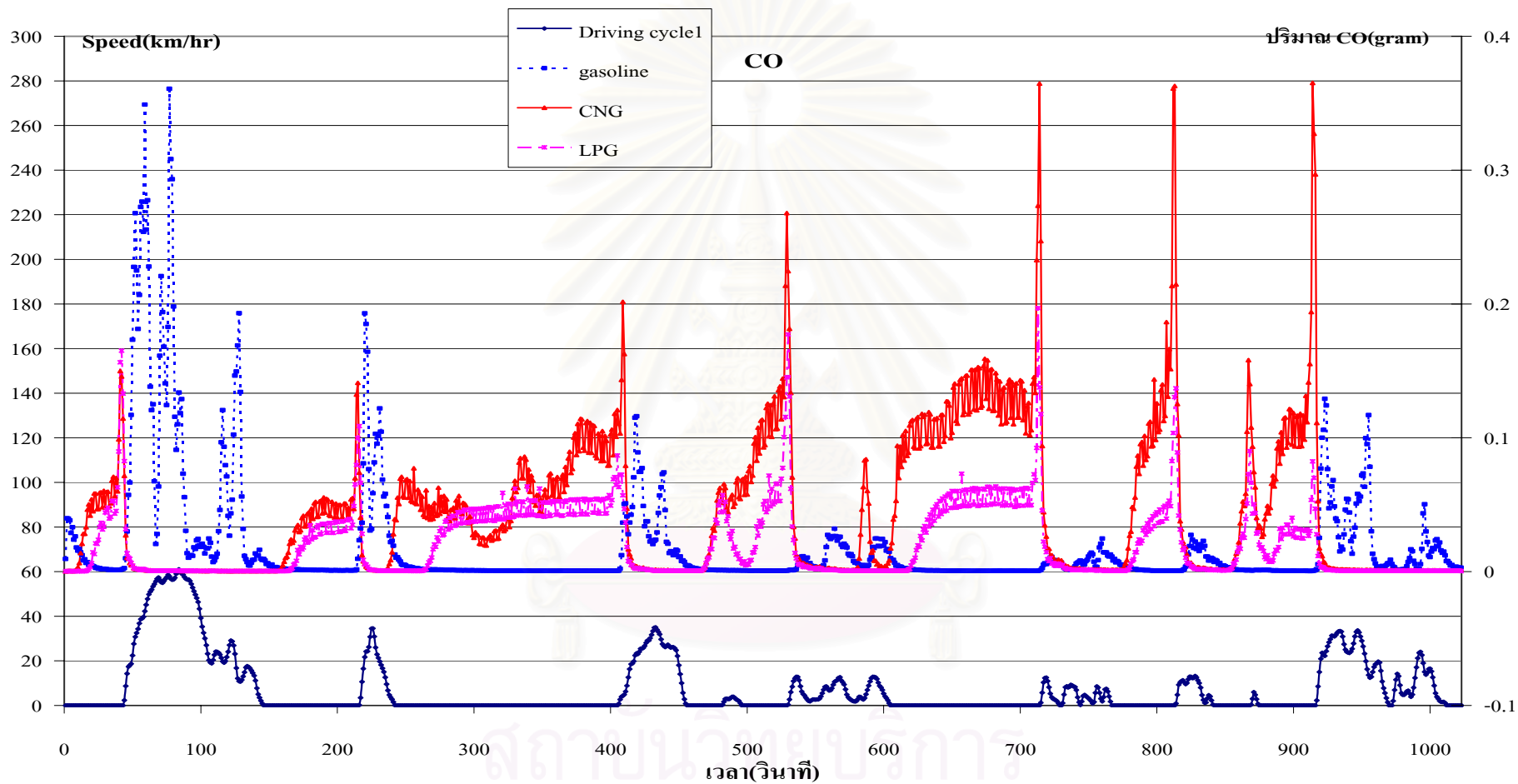




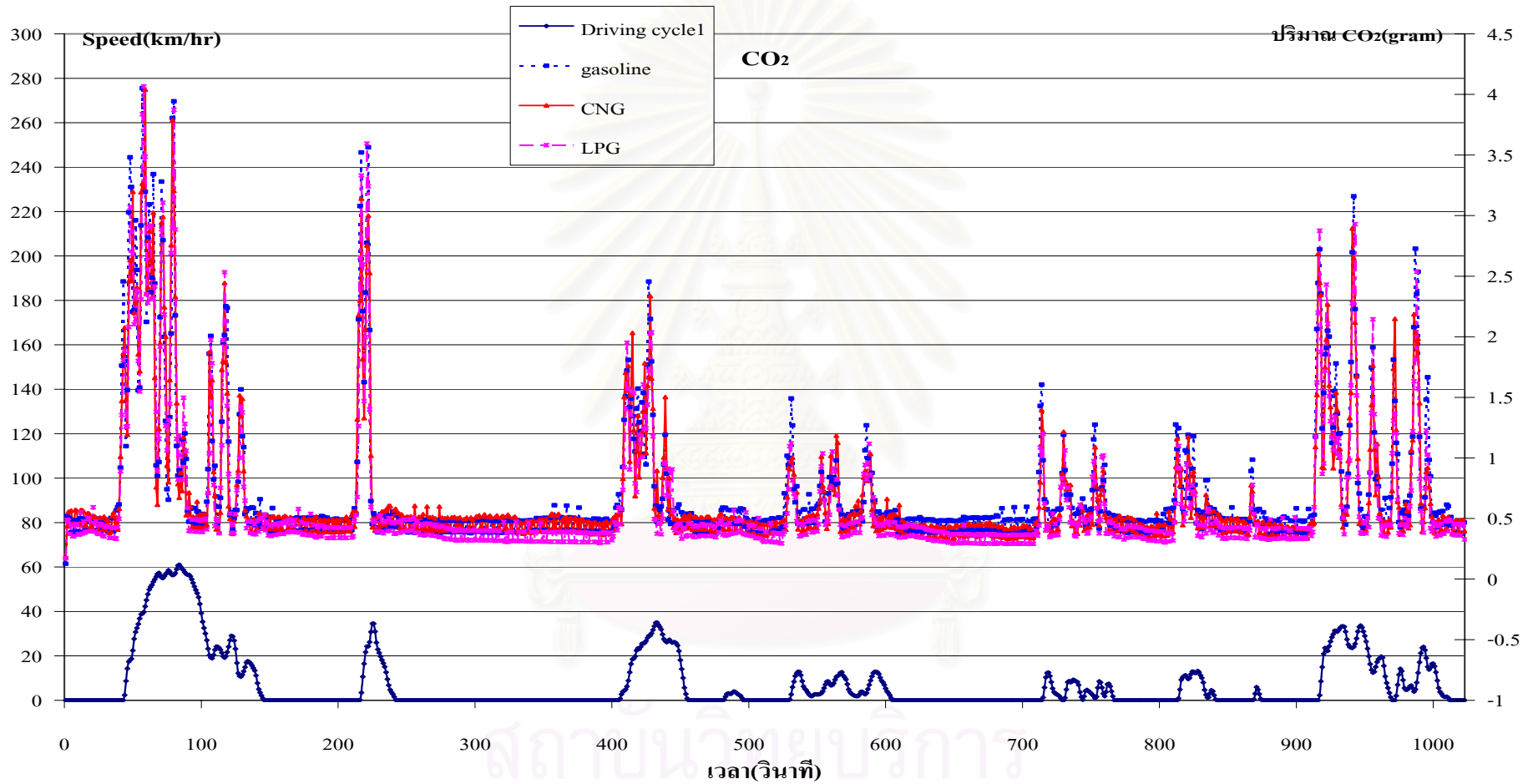
รูปที่ ค-1 แสดงกราฟการเปรียบเทียบมลพิษ C<sub>3</sub>H<sub>8</sub> ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 1 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า



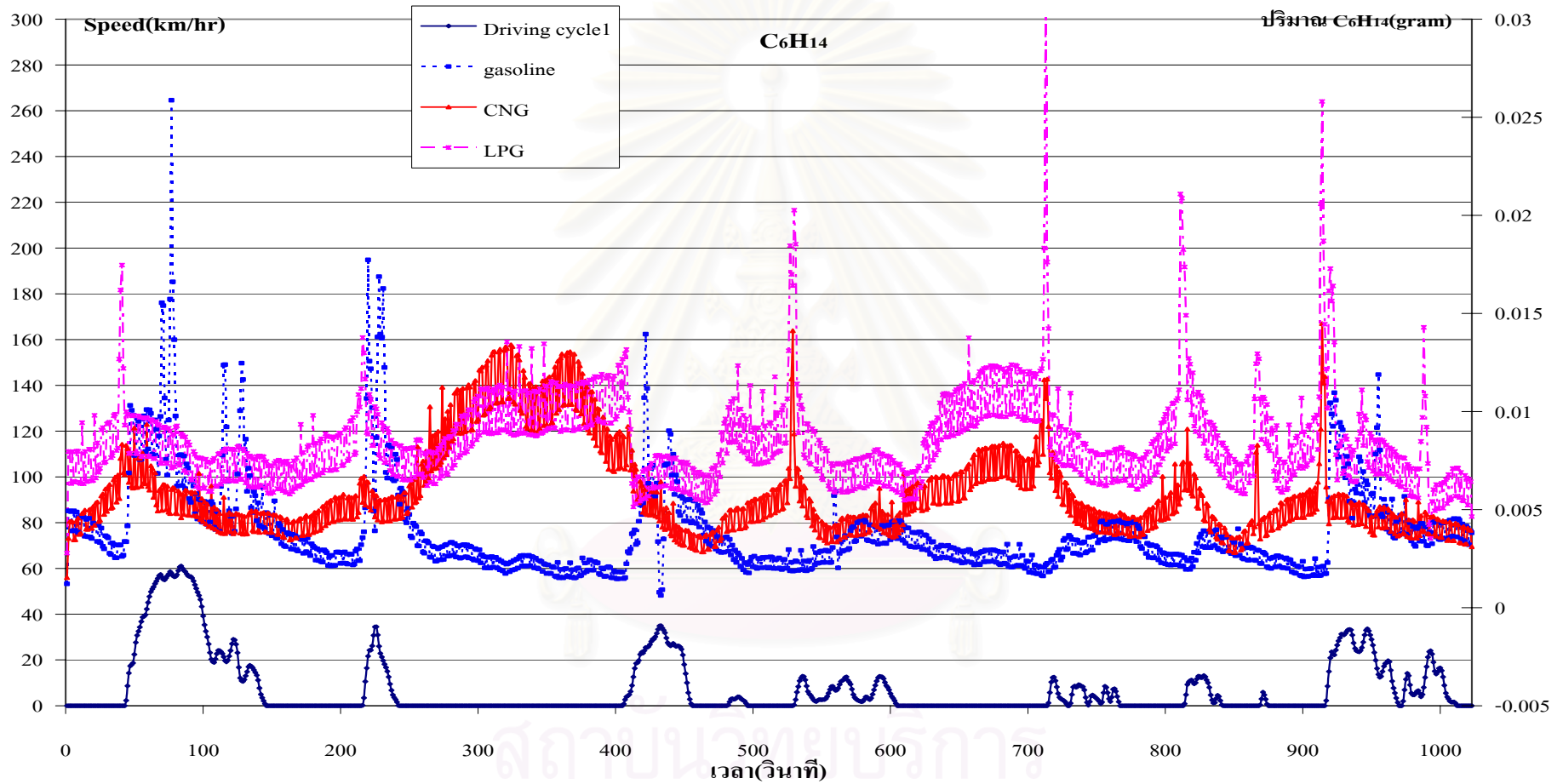
รูปที่ ค-2 แสดงกราฟการเปรียบเทียบมลพิษ NOx ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 1 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า



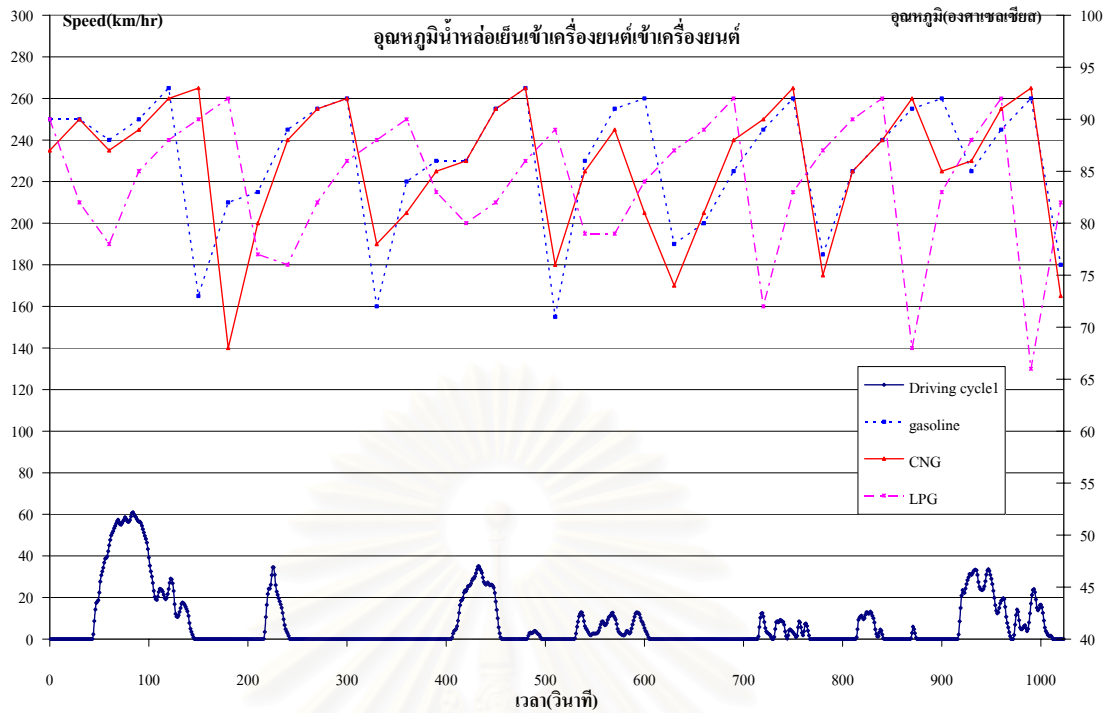
รูปที่ ค-3 แสดงกราฟการเปรียบเทียบมลพิษ CO ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 1 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า



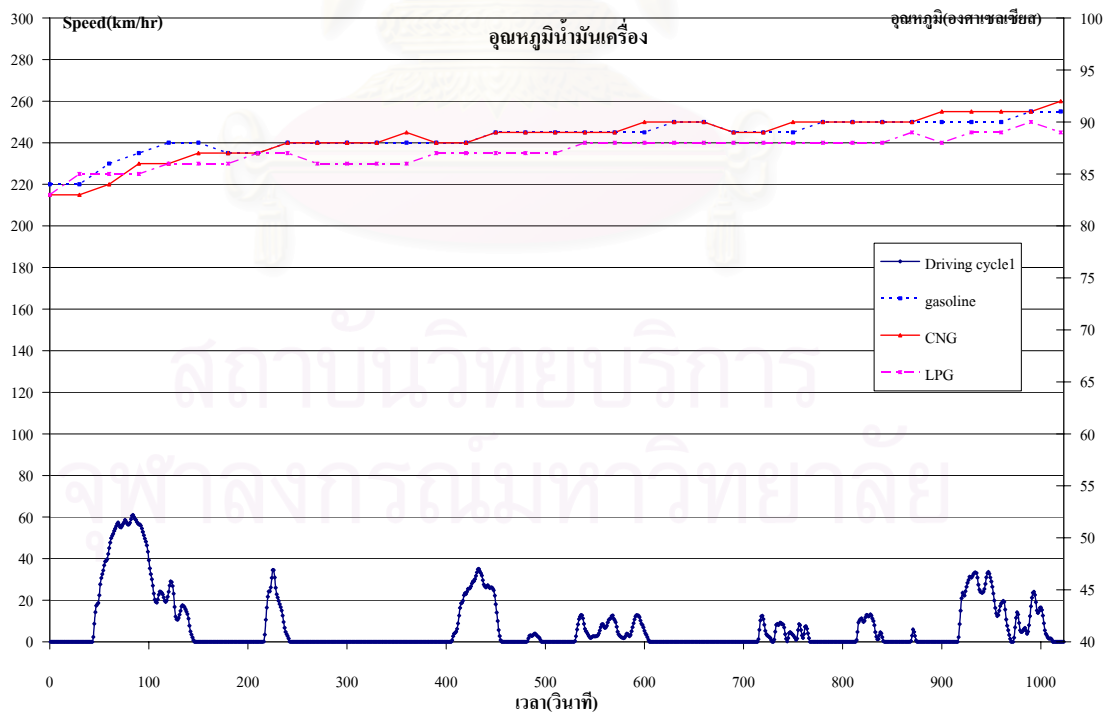
รูปที่ ค-4 แสดงกราฟการเปรียบเทียบมลพิษ CO<sub>2</sub> ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 1 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า



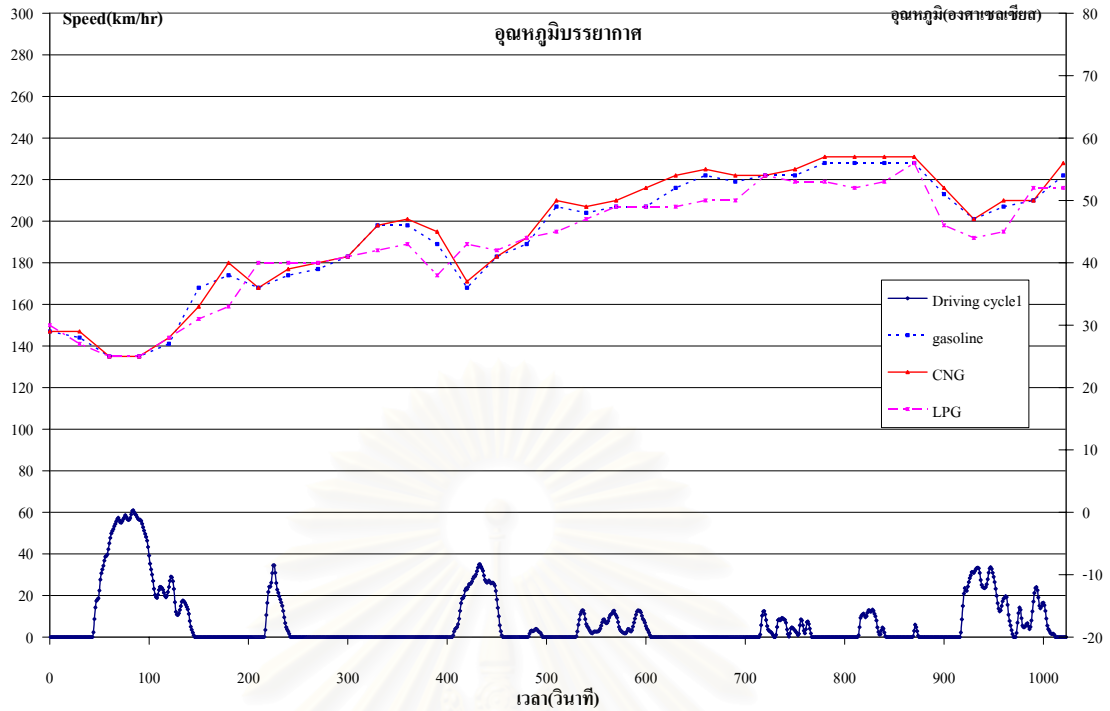
รูปที่ ค-5 แสดงกราฟการเปรียบเทียบมลพิษ  $C_6H_{14}$  ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 1 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า



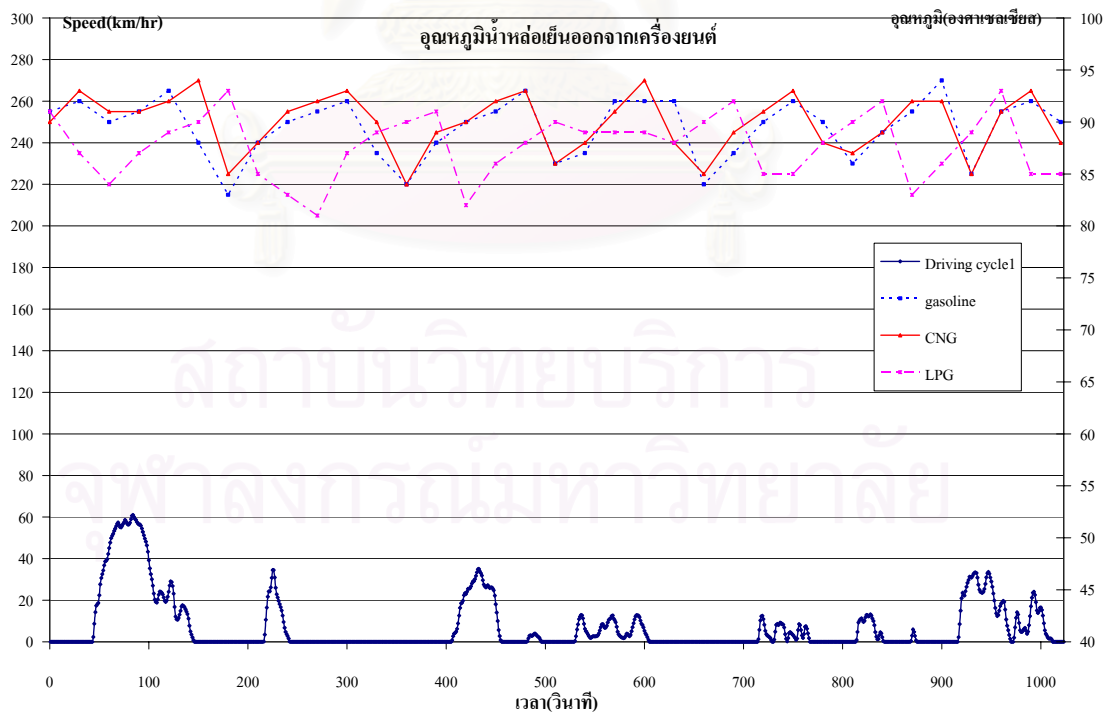
รูปที่ ค-6 แสดงกราฟเปรียบเทียบอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นเข้าเครื่องยนต์ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 1 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า



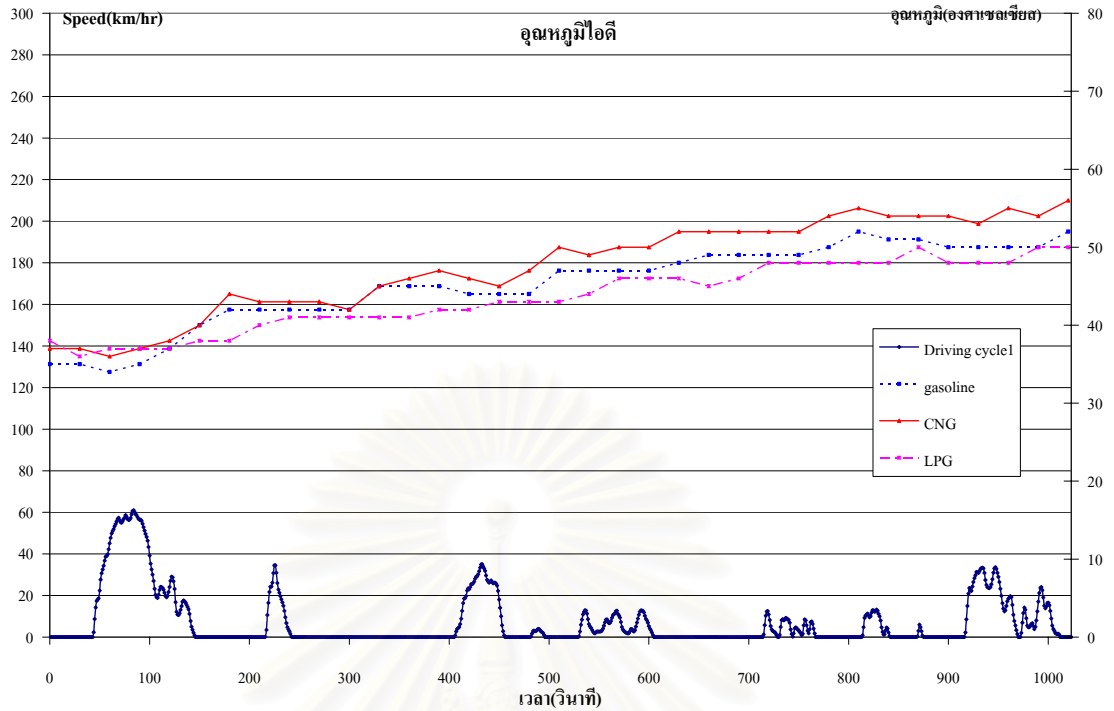
รูปที่ ค-7 แสดงกราฟเปรียบเทียบอุณหภูมิน้ำมันเครื่องของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 1 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า



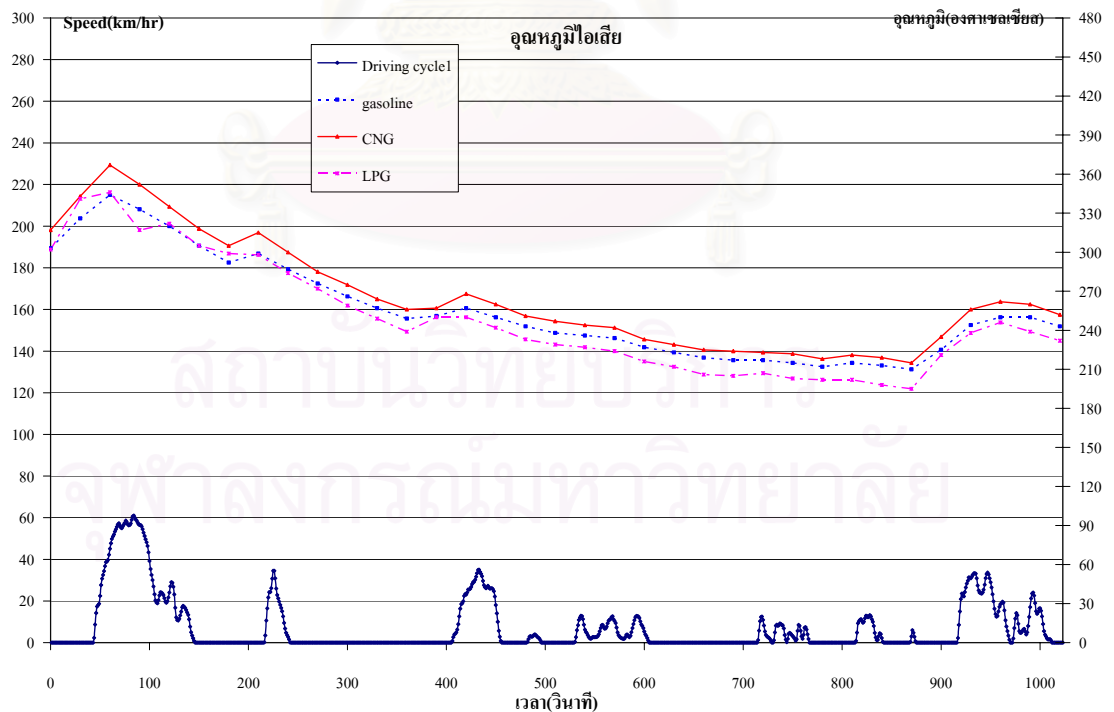
รูปที่ ค-8 แสดงกราฟเปรียบเทียบอุณหภูมิบรรยากาศของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 1 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า



รูปที่ ค-9 แสดงกราฟเปรียบเทียบอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นออกจากเครื่องยนต์ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 1 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า

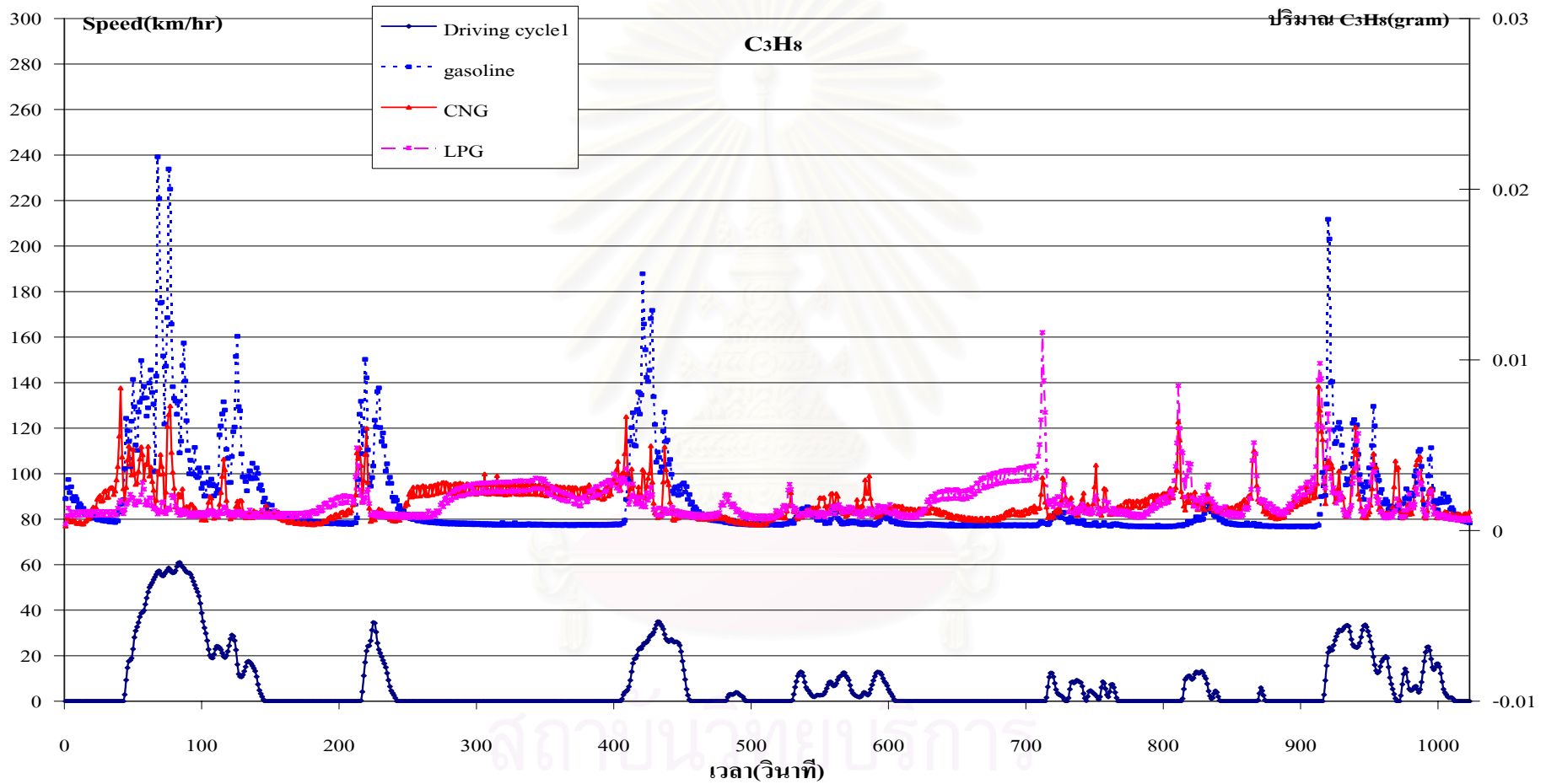


รูปที่ ค-10 แสดงกราฟเปรียบเทียบอุณหภูมิไอดีของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 1 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า

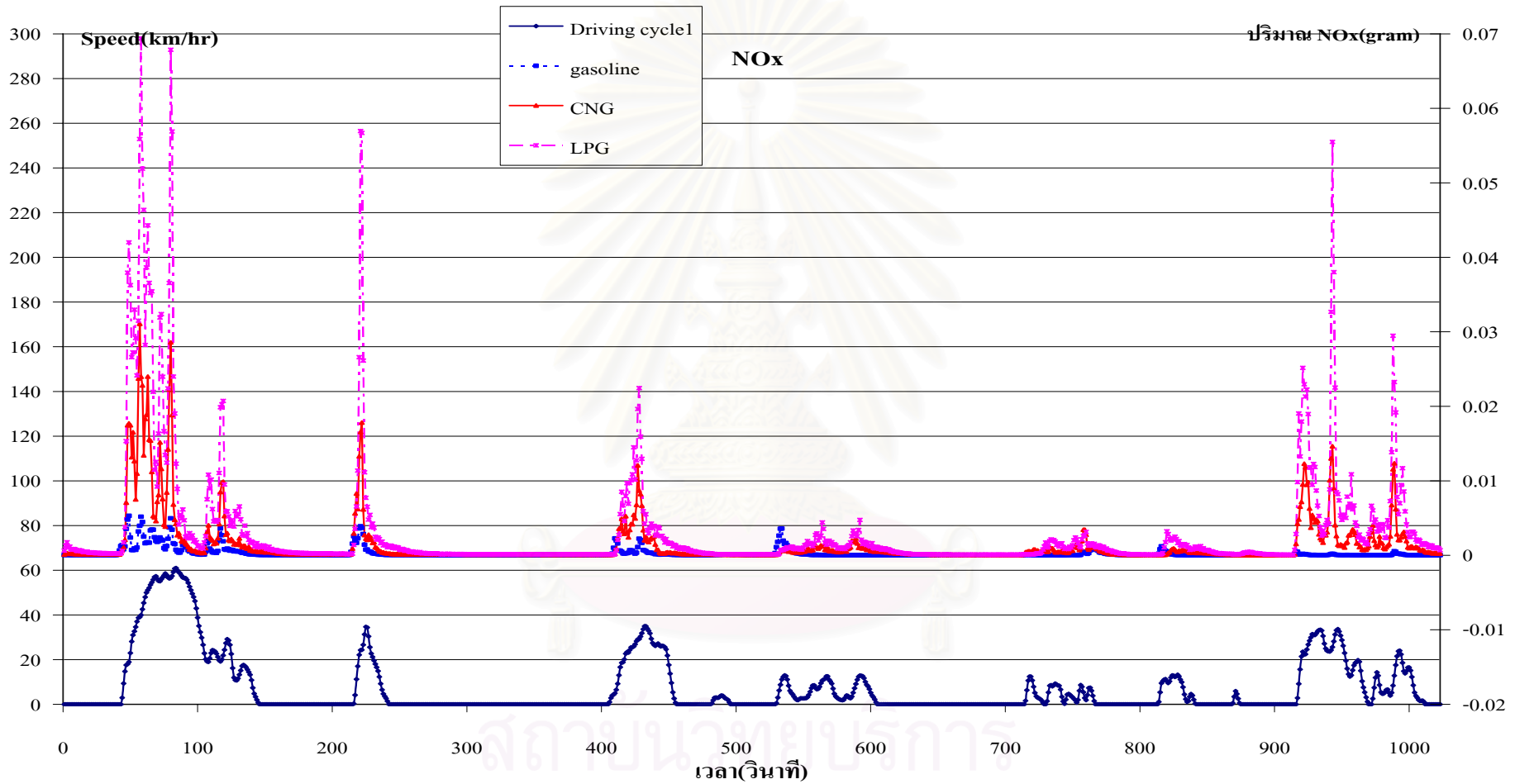


รูปที่ ค-11 แสดงกราฟเปรียบเทียบอุณหภูมิไอเสียของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 1 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า

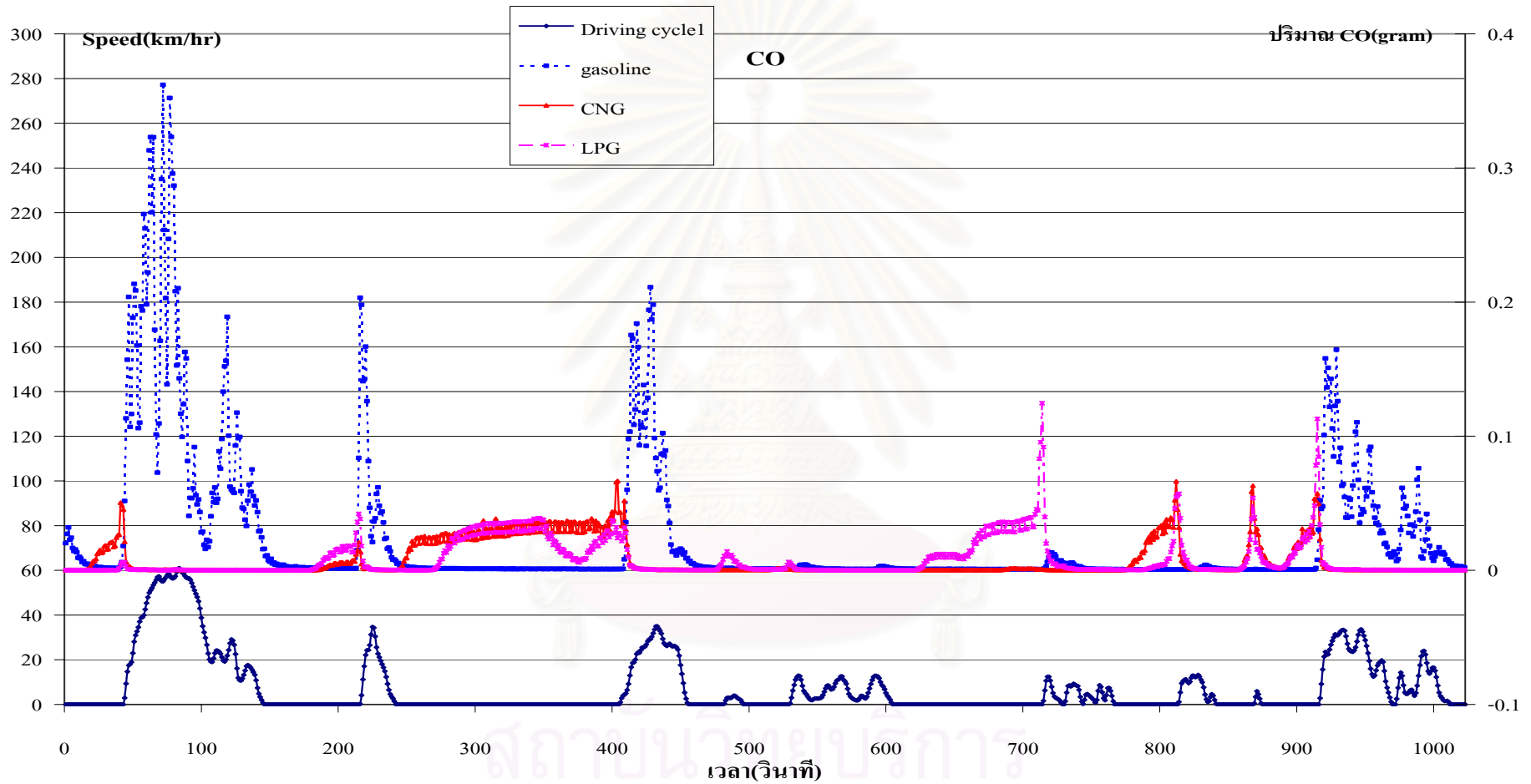




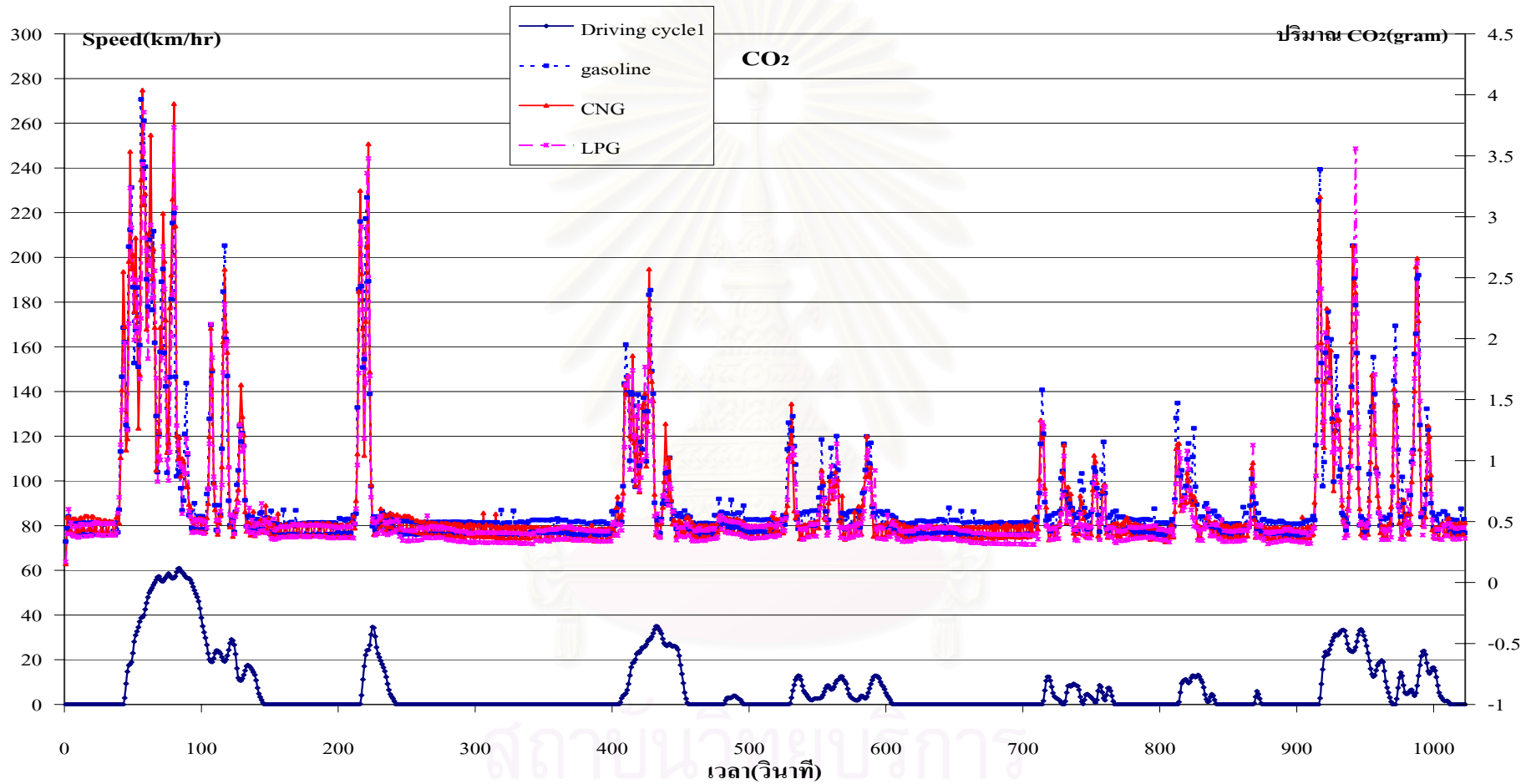
รูปที่ ค-12 แสดงกราฟการเปรียบเทียบมลพิษ C<sub>3</sub>H<sub>8</sub> ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 1 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่



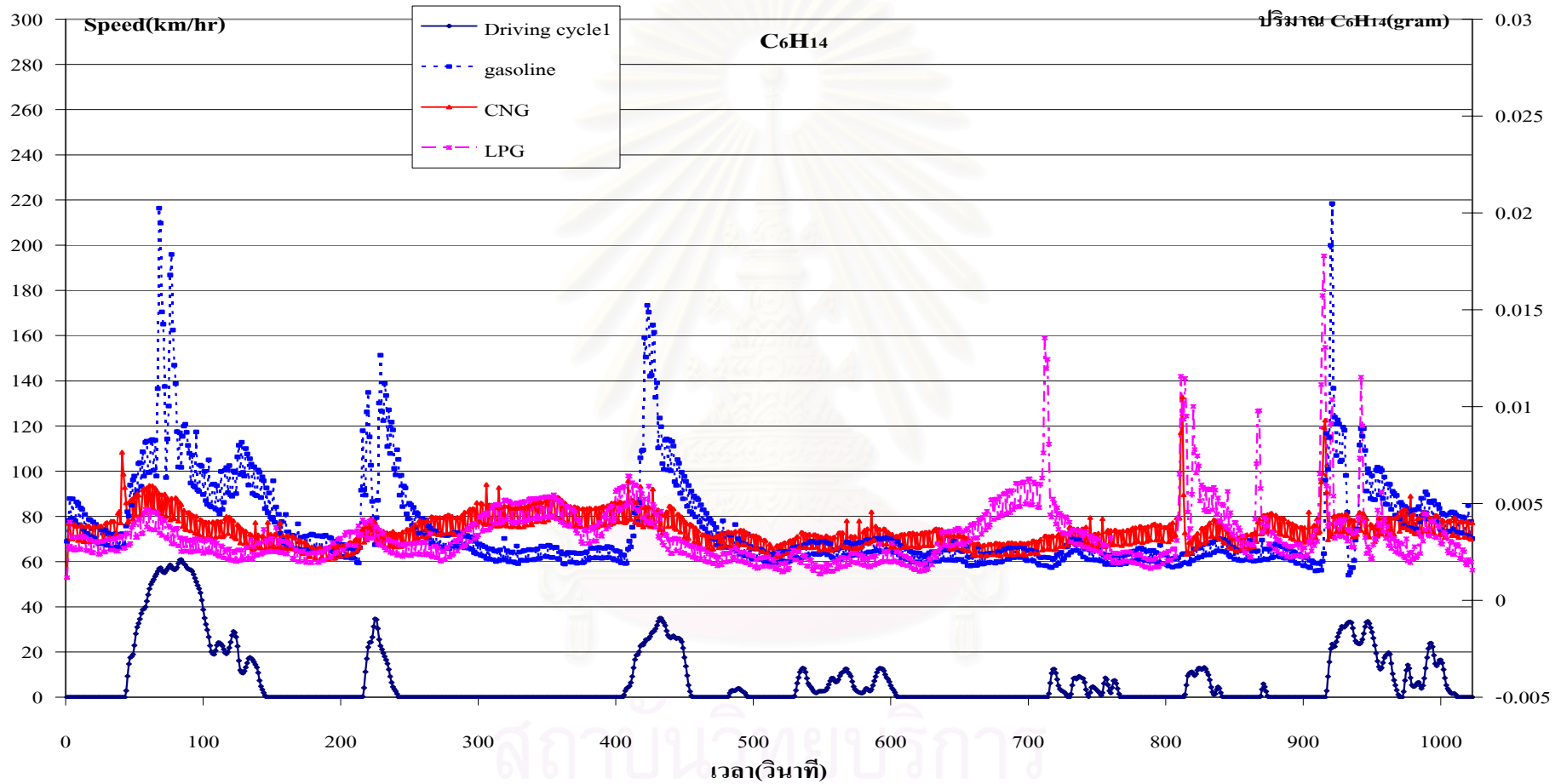
รูปที่ ค-13 แสดงกราฟการเปรียบเทียบมลพิษ NOx ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 1 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่



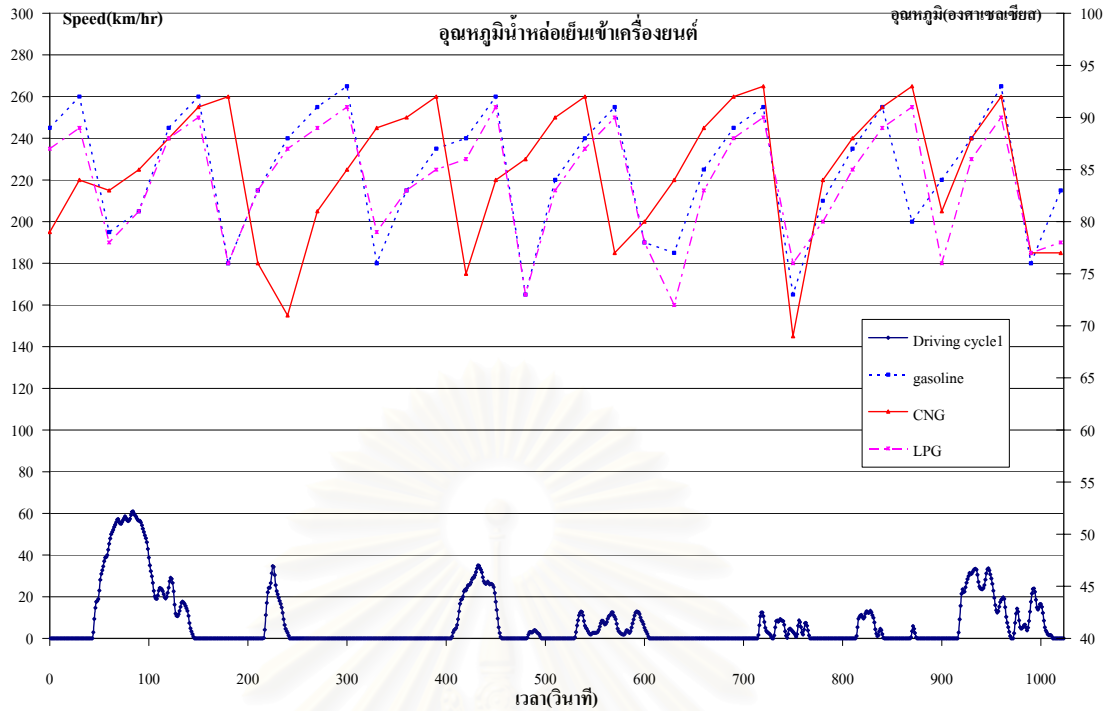
รูปที่ ค-14 แสดงกราฟการเปรียบเทียบมลพิษ CO ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 1 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่



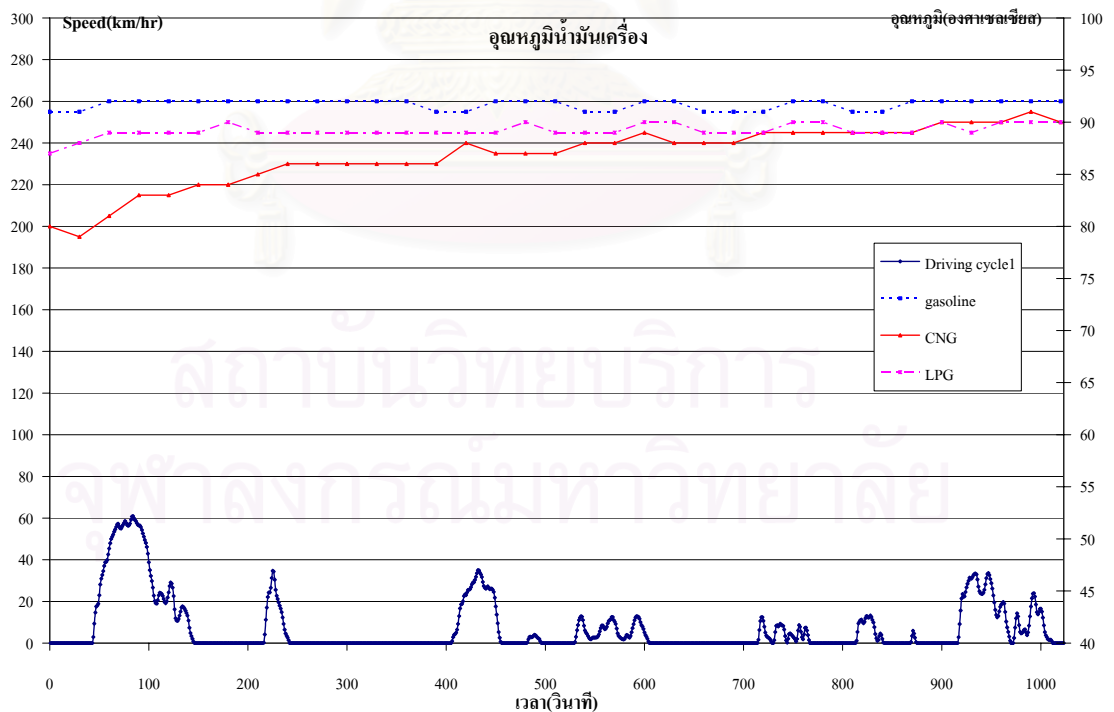
รูปที่ ค-15 แสดงกราฟการเปรียบเทียบมลพิษ CO<sub>2</sub> ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 1 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่



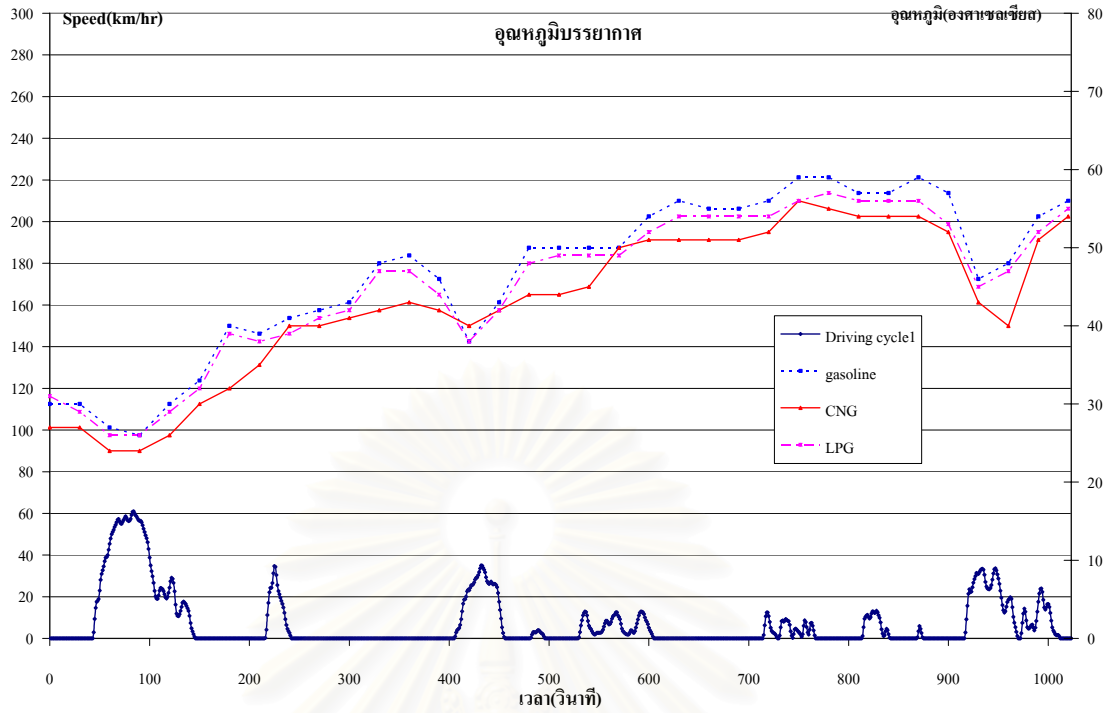
รูปที่ ค-16 แสดงกราฟการเปรียบเทียบมลพิษ C<sub>6</sub>H<sub>14</sub> ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 1 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่



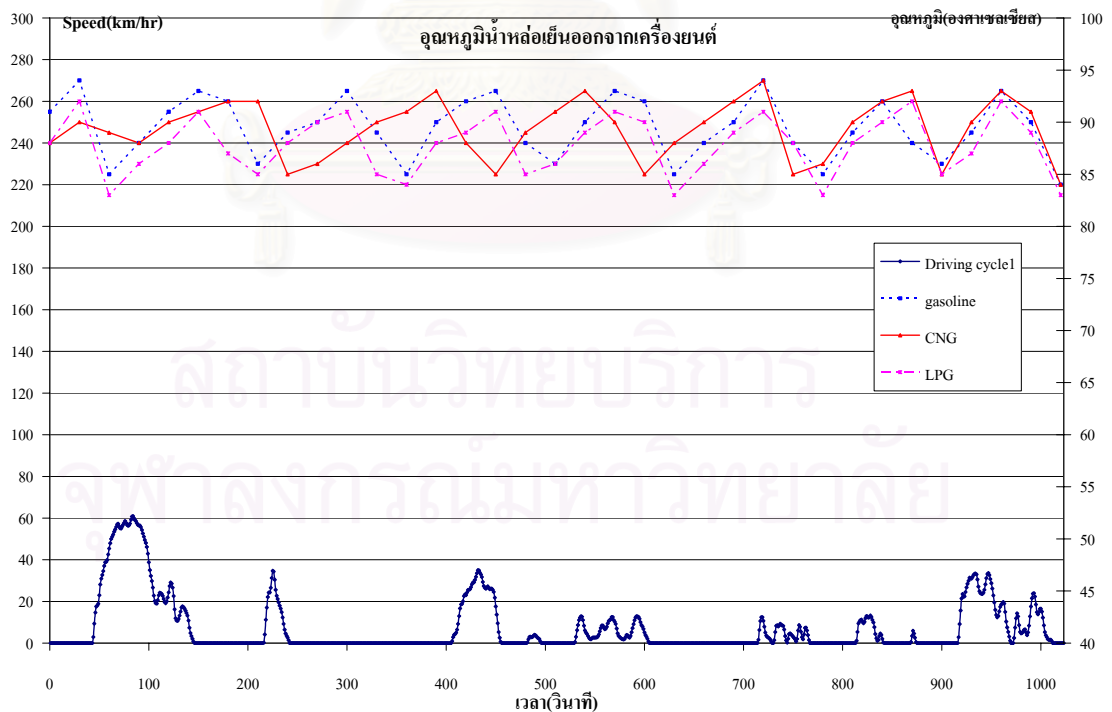
รูปที่ ค-17 แสดงกราฟเปรียบเทียบอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นเข้าเครื่องยนต์ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 1 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่



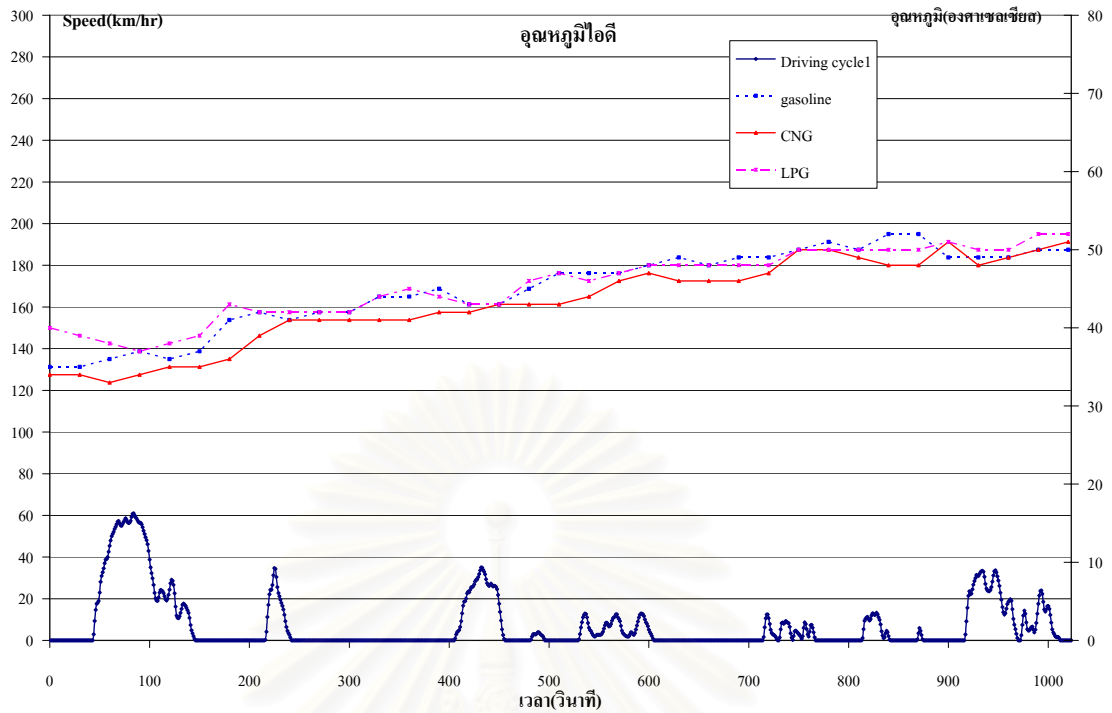
รูปที่ ค-18 แสดงกราฟเปรียบเทียบอุณหภูมิน้ำมันเครื่องของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 1 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่



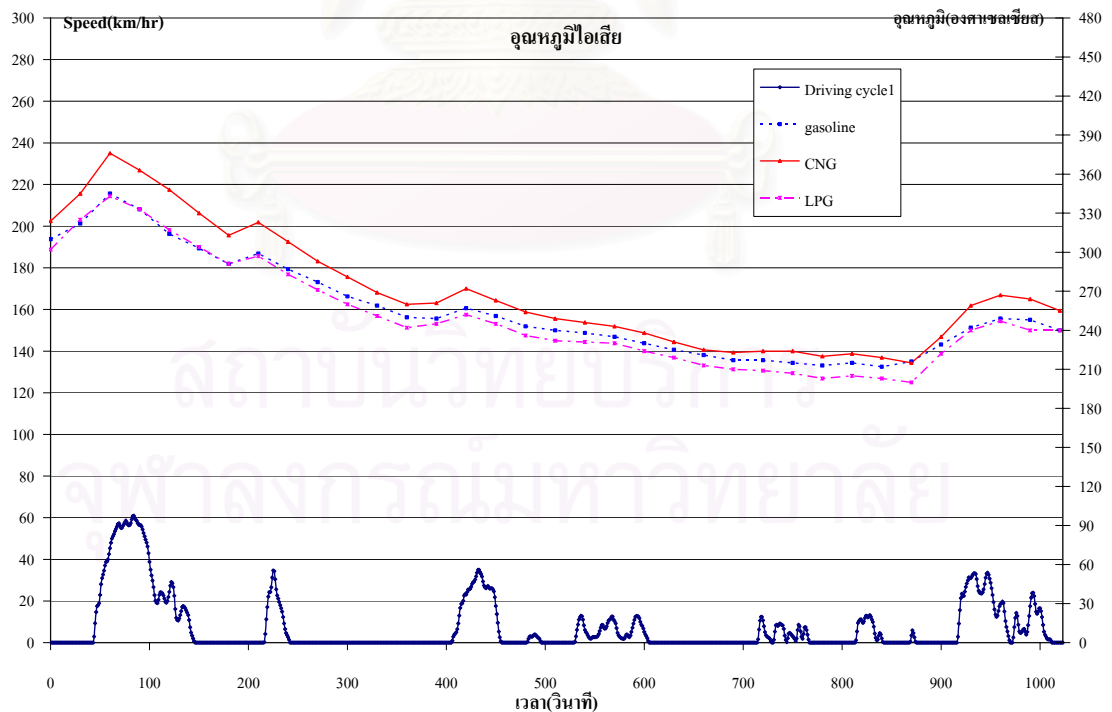
รูปที่ ค-19 แสดงกราฟเปรียบเทียบอุณหภูมิบรรยากาศของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 1 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่



รูปที่ ค-20 แสดงกราฟเปรียบเทียบอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นออกจากเครื่องยนต์ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 1 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่

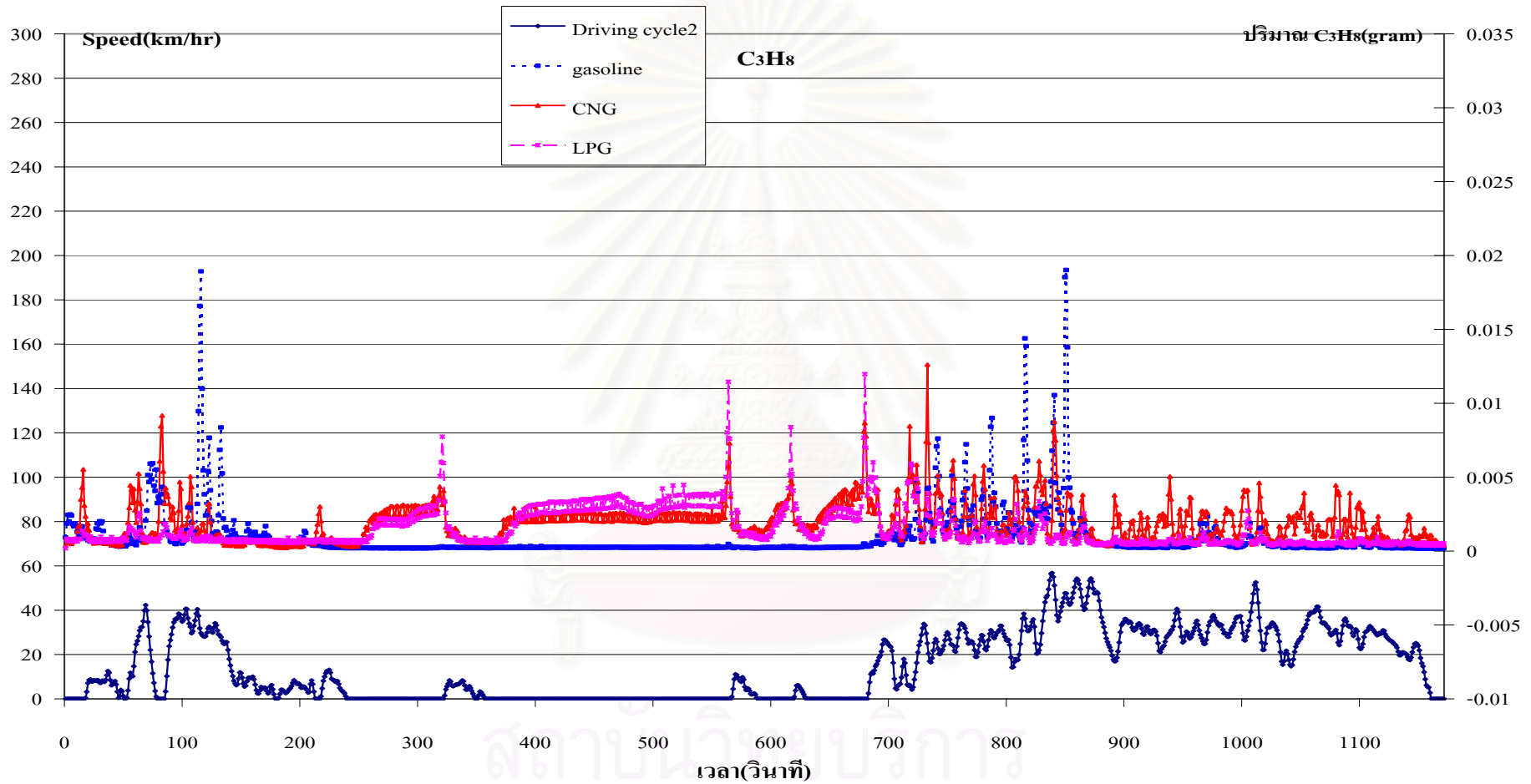


รูปที่ ค-21 แสดงกราฟเปรียบเทียบอุณหภูมิไอดีของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 1 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่

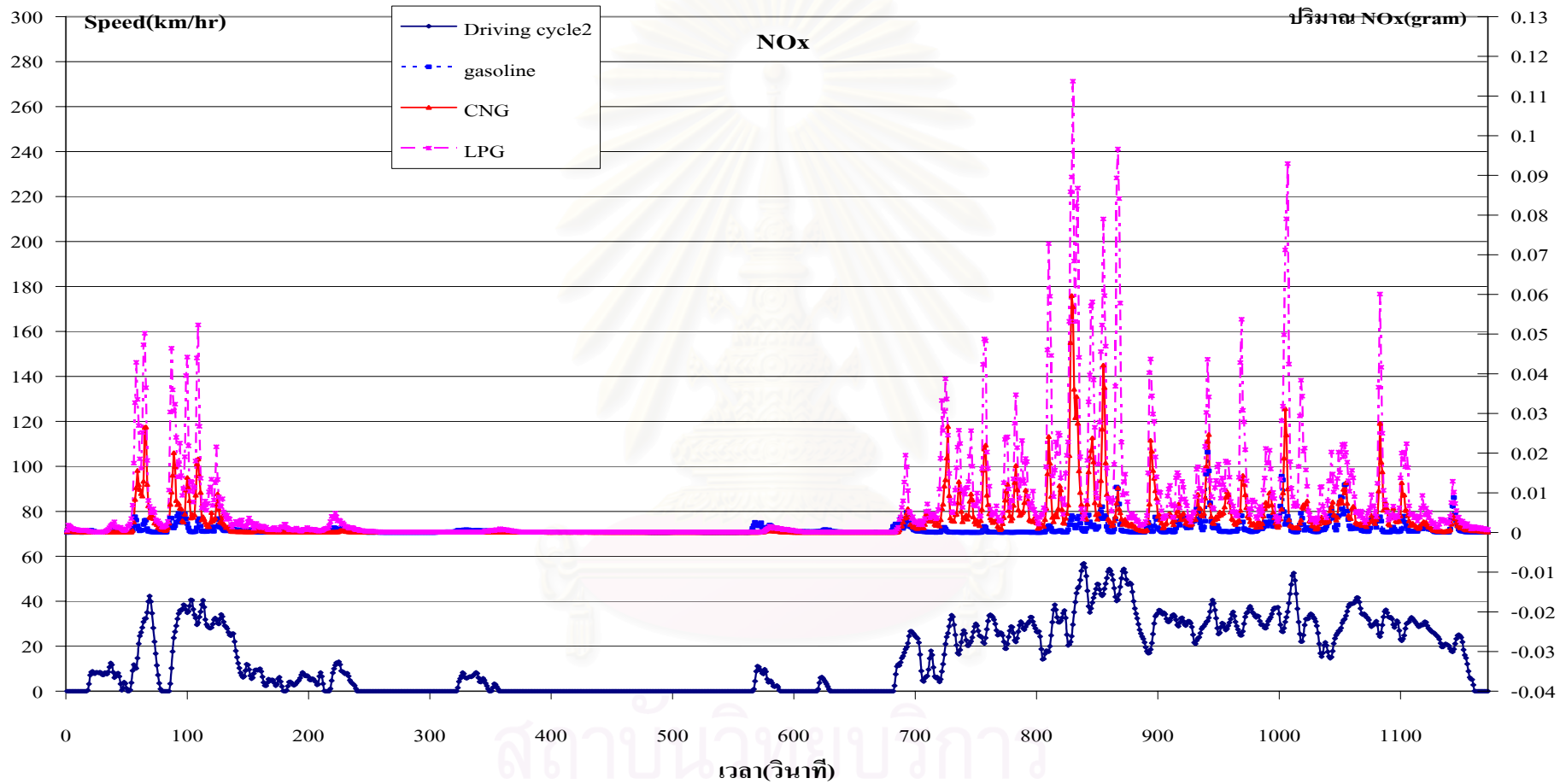


รูปที่ ค-22 แสดงกราฟเปรียบเทียบอุณหภูมิไอเสียของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 1 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่

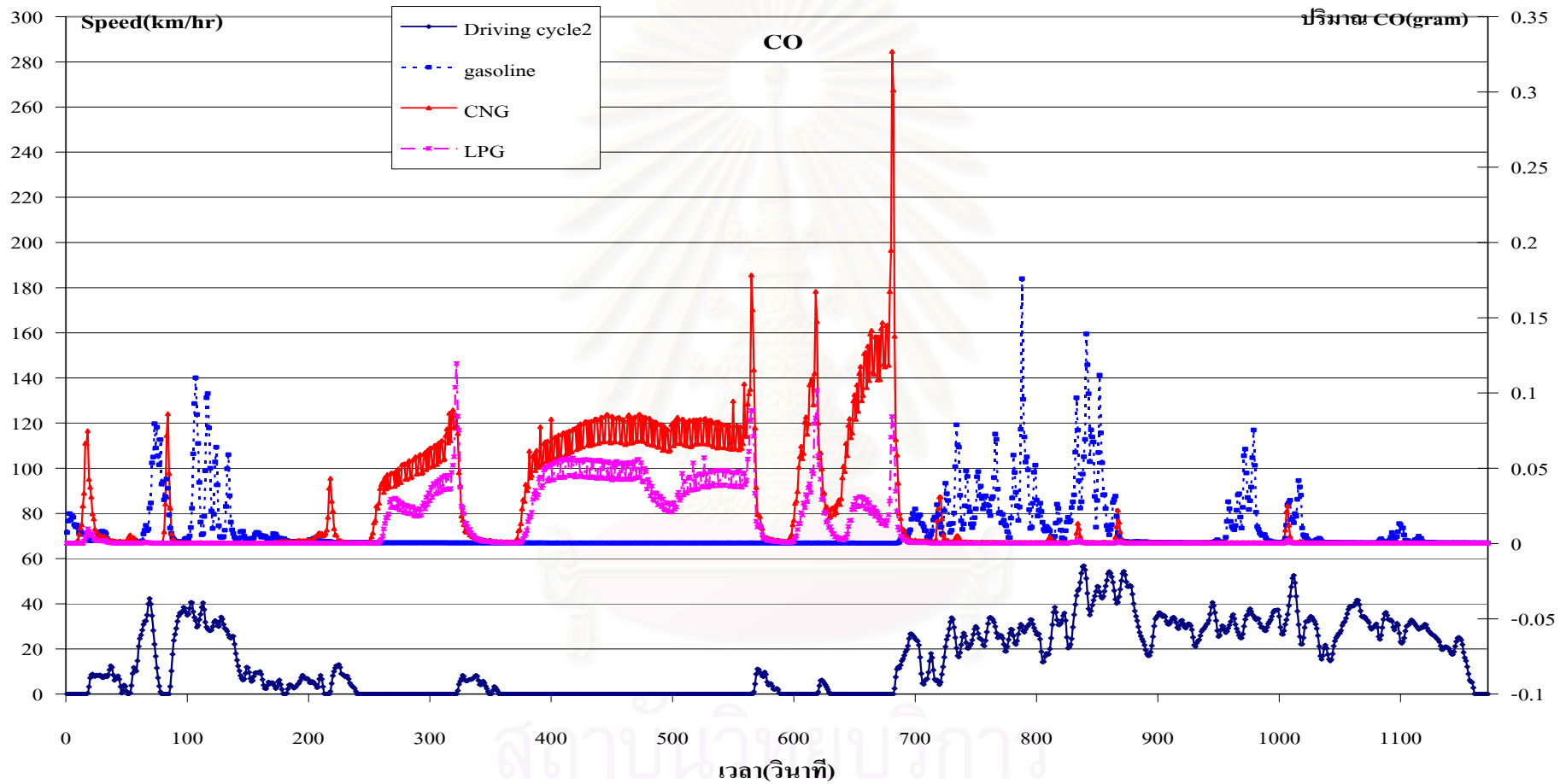




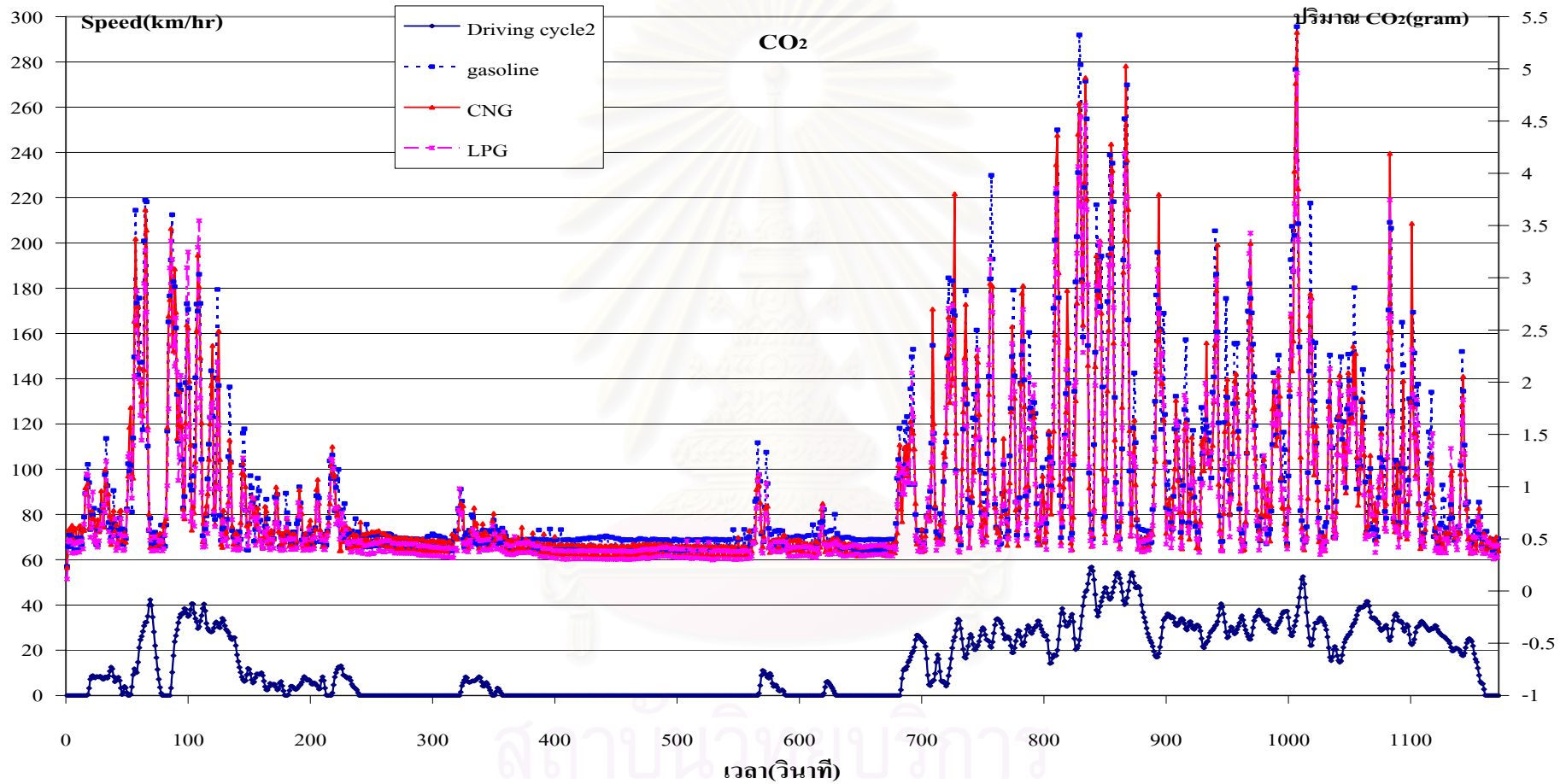
รูปที่ ค-23 แสดงกราฟการเปรียบเทียบมลพิษ C<sub>3</sub>H<sub>8</sub> ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 2 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า



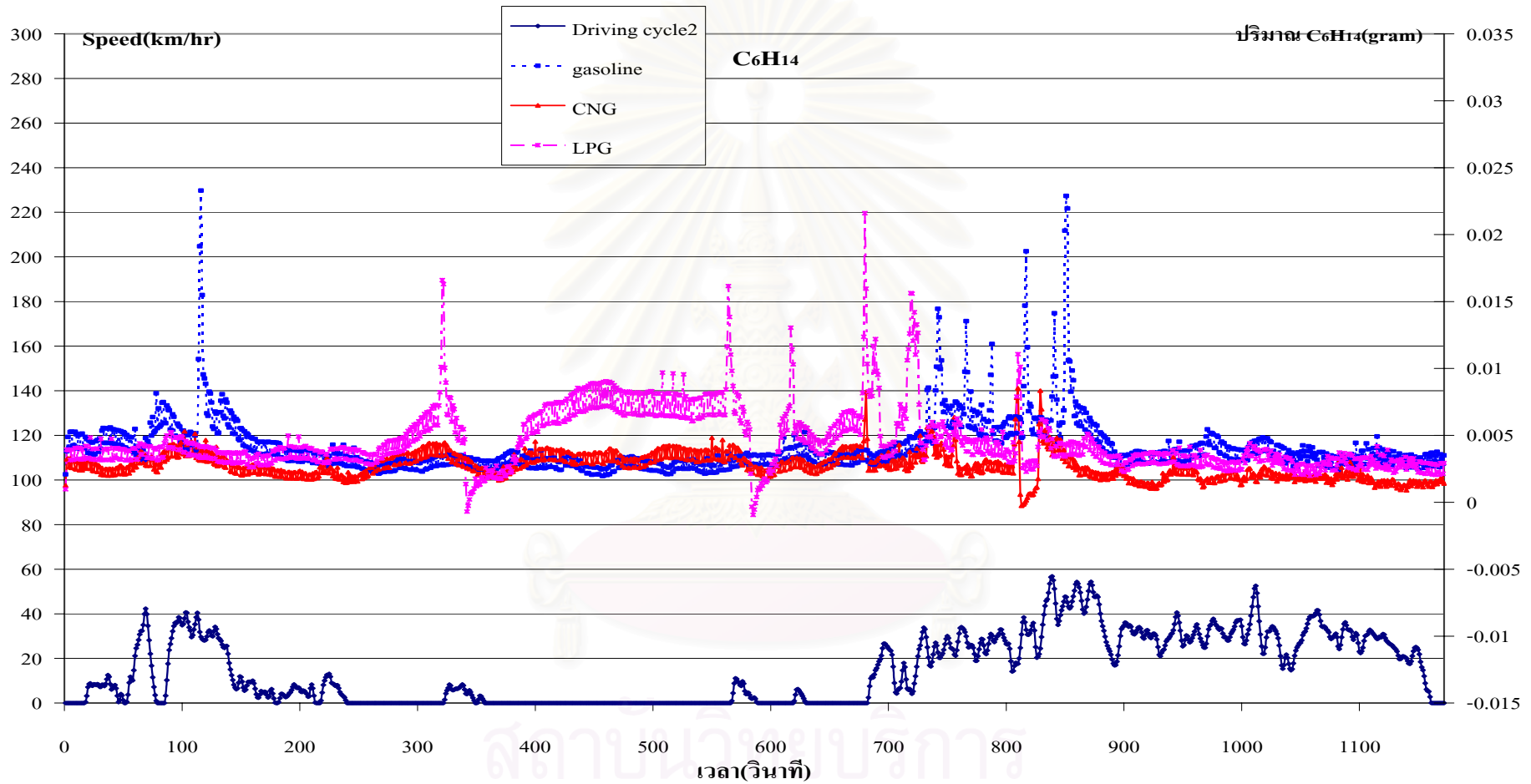
รูปที่ ค-24 แสดงกราฟการเปรียบเทียบมลพิษ NOx ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 2 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า



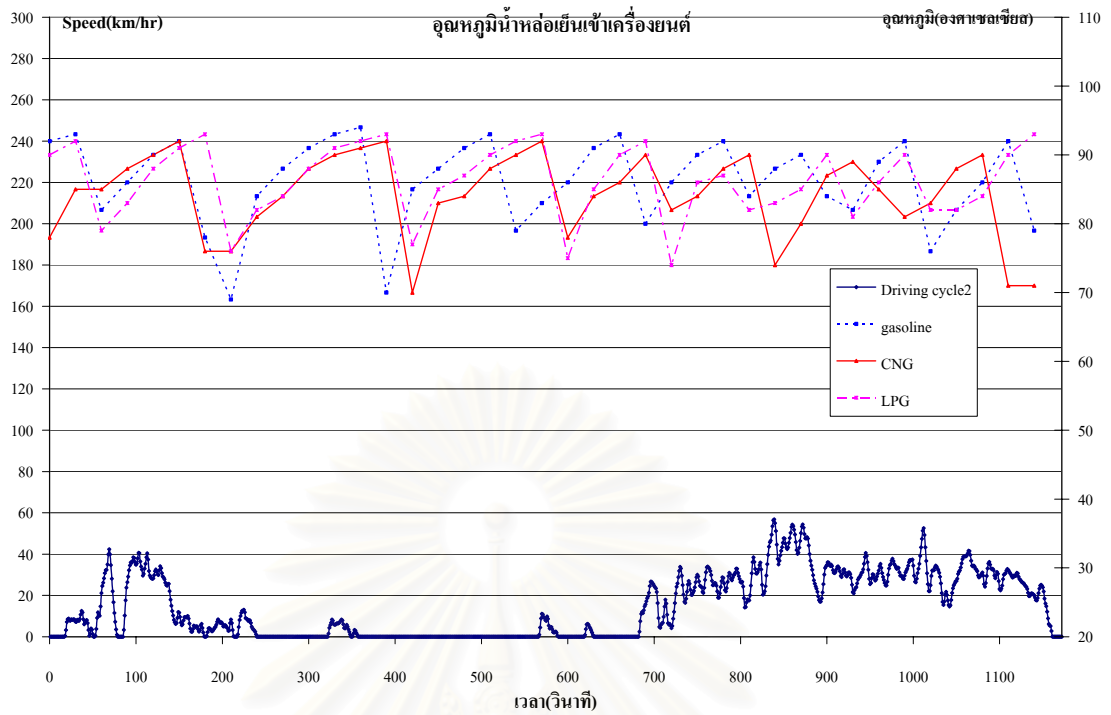
รูปที่ ค-25 แสดงกราฟการเปรียบเทียบมลพิษ CO ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 2 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงเท่า



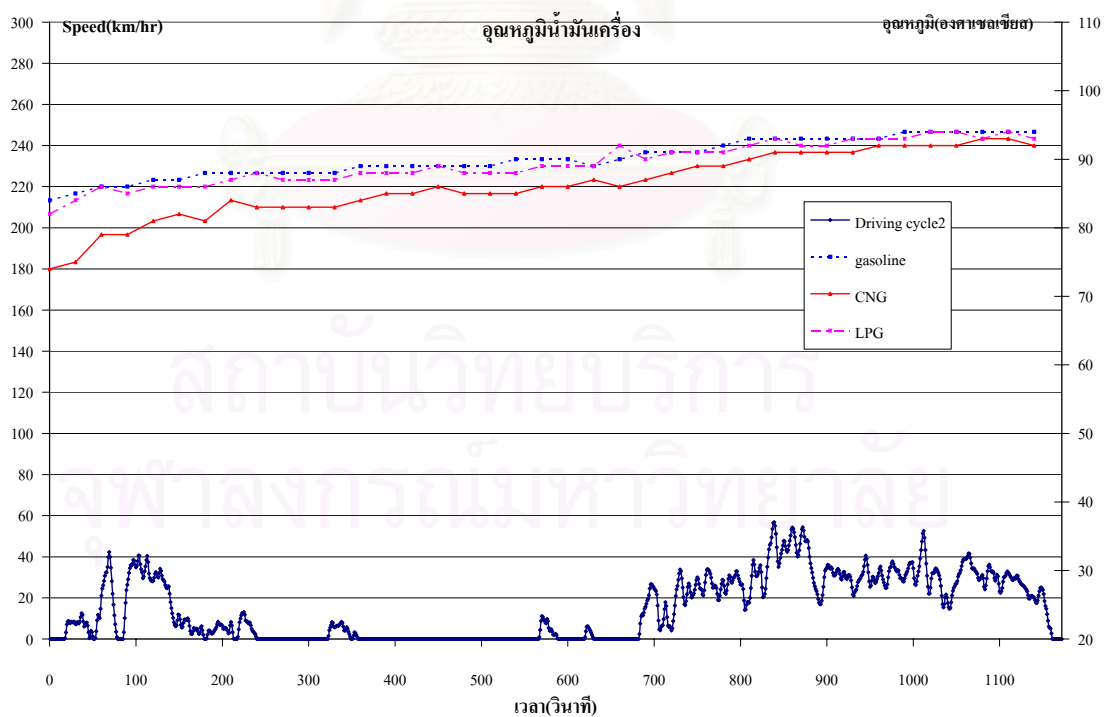
รูปที่ ค-26 แสดงกราฟการเปรียบเทียบมลพิษ CO<sub>2</sub> ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 2 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า



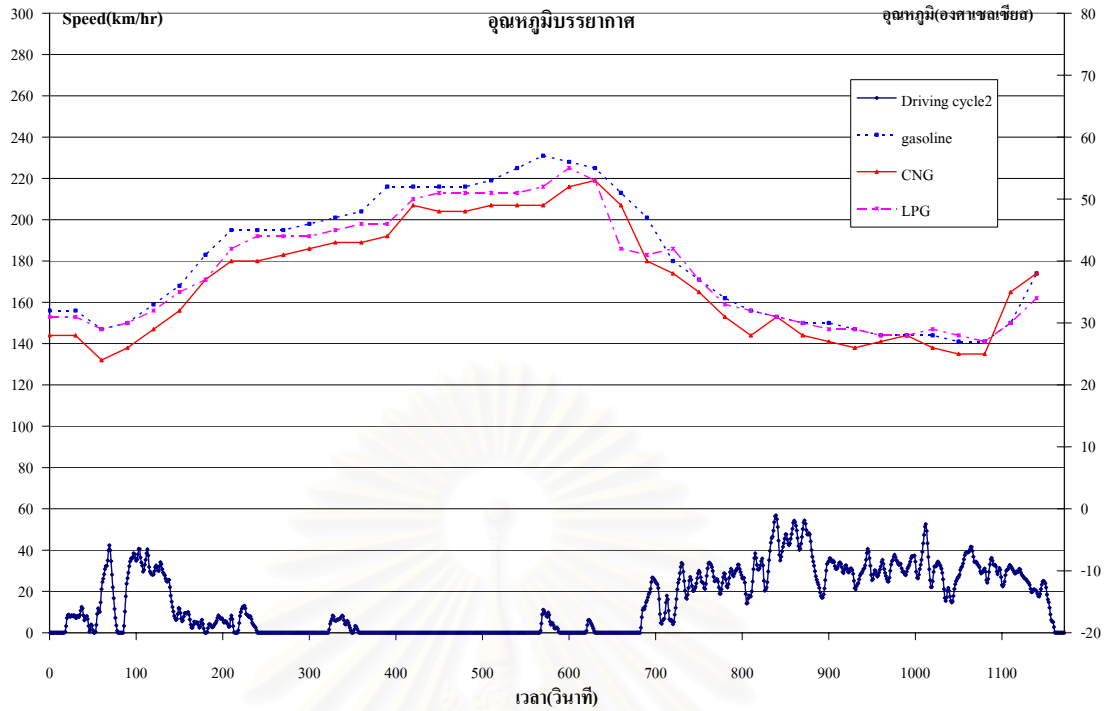
รูปที่ ค-27 แสดงกราฟการเปรียบเทียบมลพิษ C<sub>6</sub>H<sub>14</sub> ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 2 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า



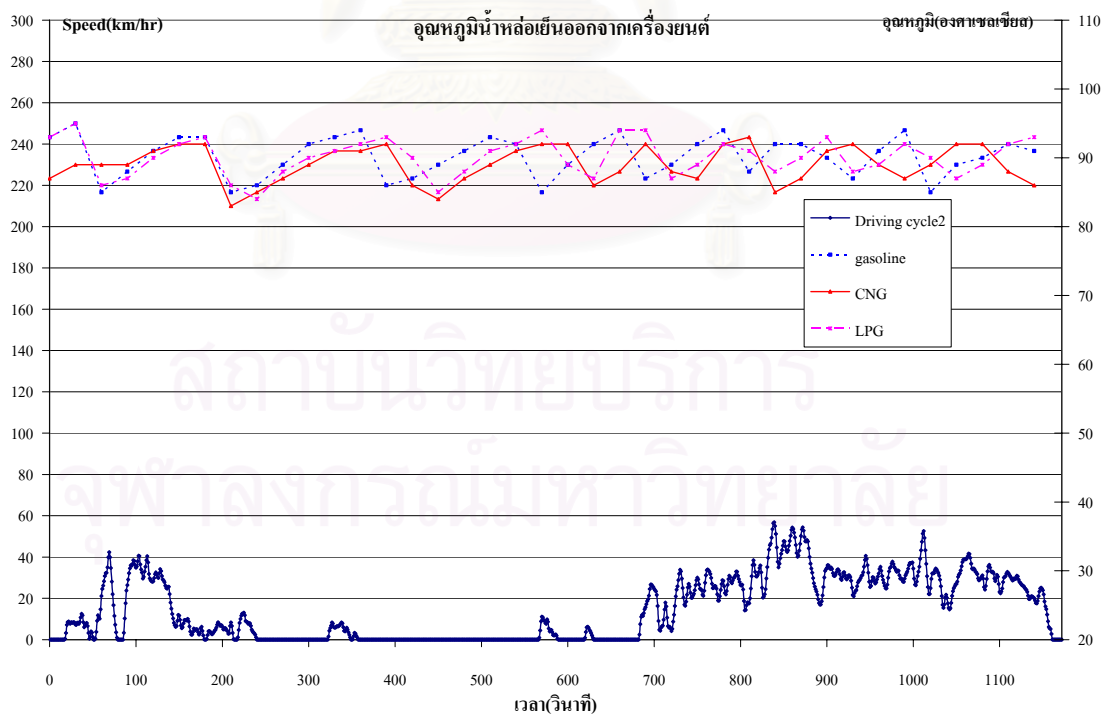
รูปที่ ค-28 แสดงกราฟเปรียบเทียบอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นเข้าเครื่องยนต์ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 2 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า



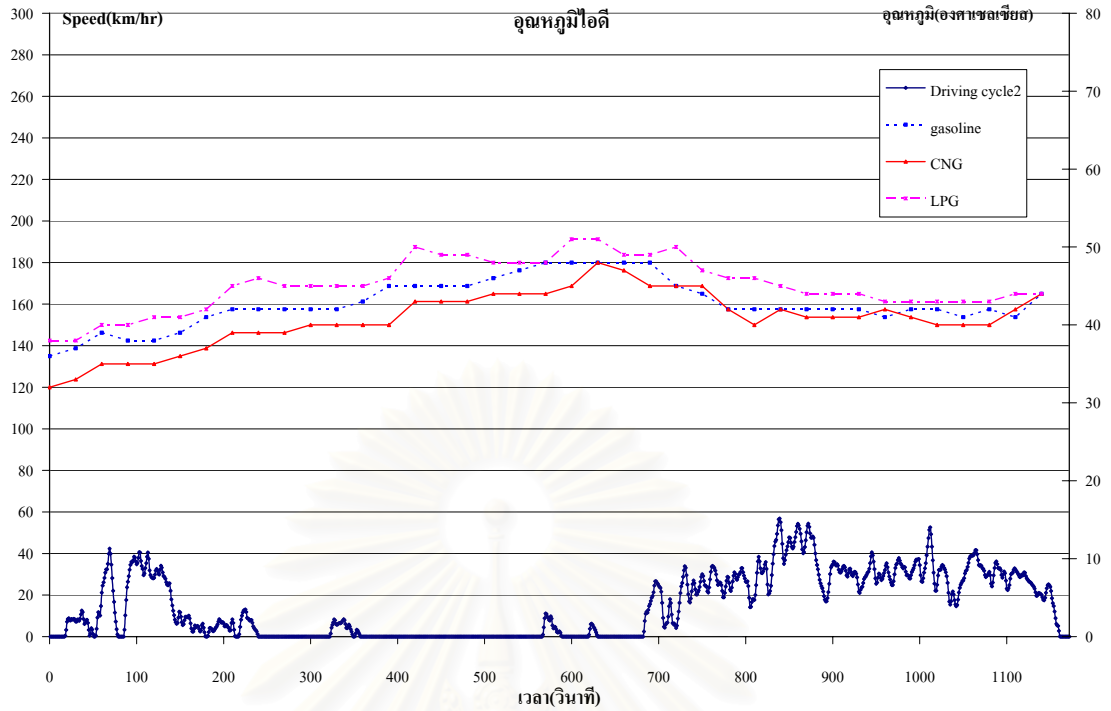
รูปที่ ค-29 แสดงกราฟเปรียบเทียบอุณหภูมิน้ำมันเครื่องของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 2 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า



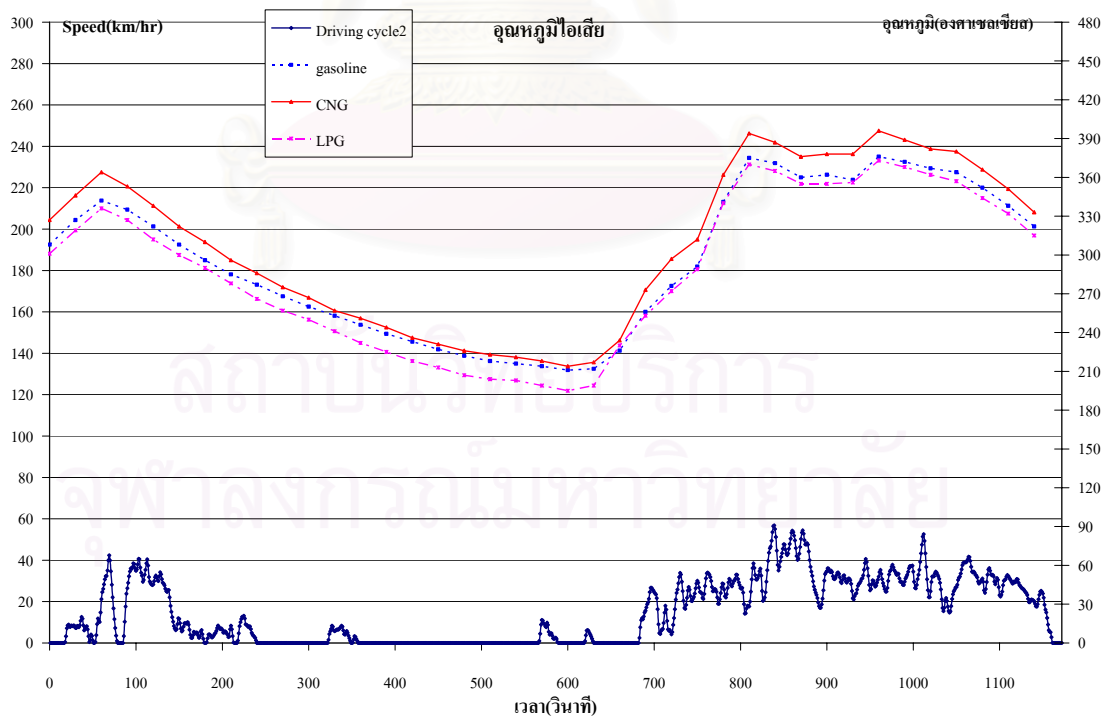
รูปที่ ค-30 แสดงกราฟเปรียบเทียบอุณหภูมิบรรยากาศของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 2 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า



รูปที่ ค-31 แสดงกราฟเปรียบเทียบอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นออกจากเครื่องยนต์ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 2 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า

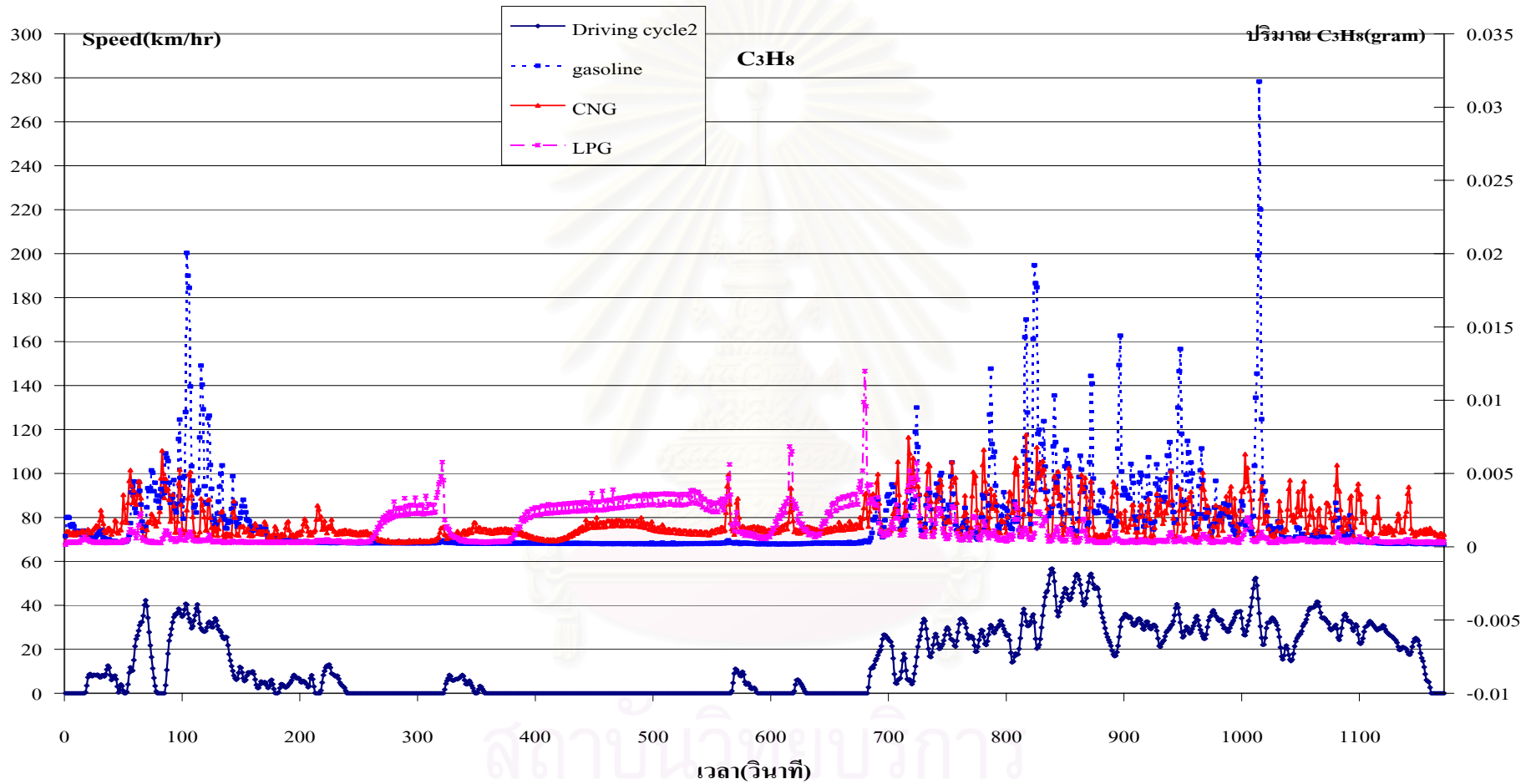


รูปที่ ค-32 แสดงกราฟเปรียบเทียบอุณหภูมิไออดีของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 2 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า

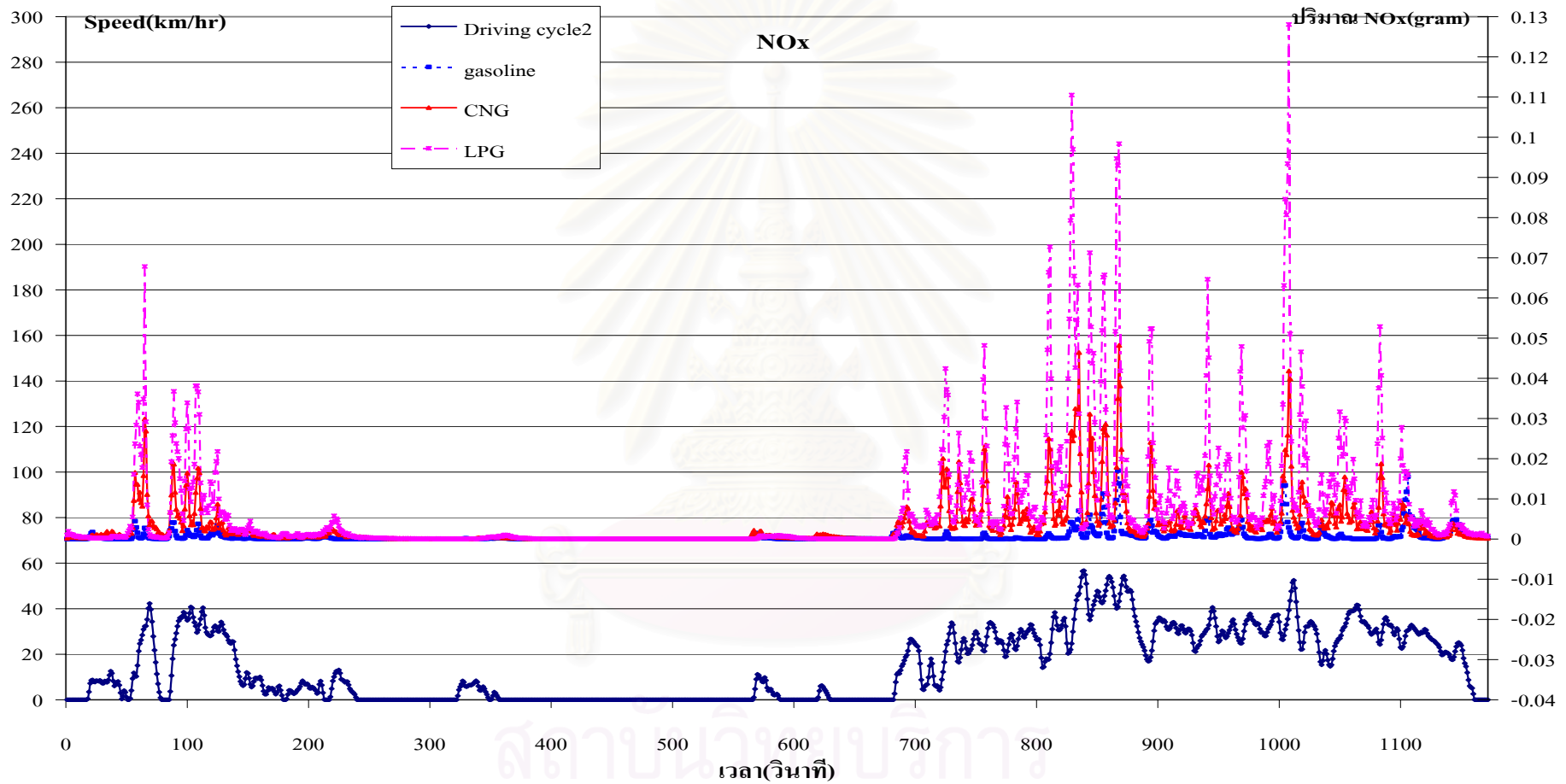


รูปที่ ค-33 แสดงกราฟเปรียบเทียบอุณหภูมิไอเสียของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 2 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า

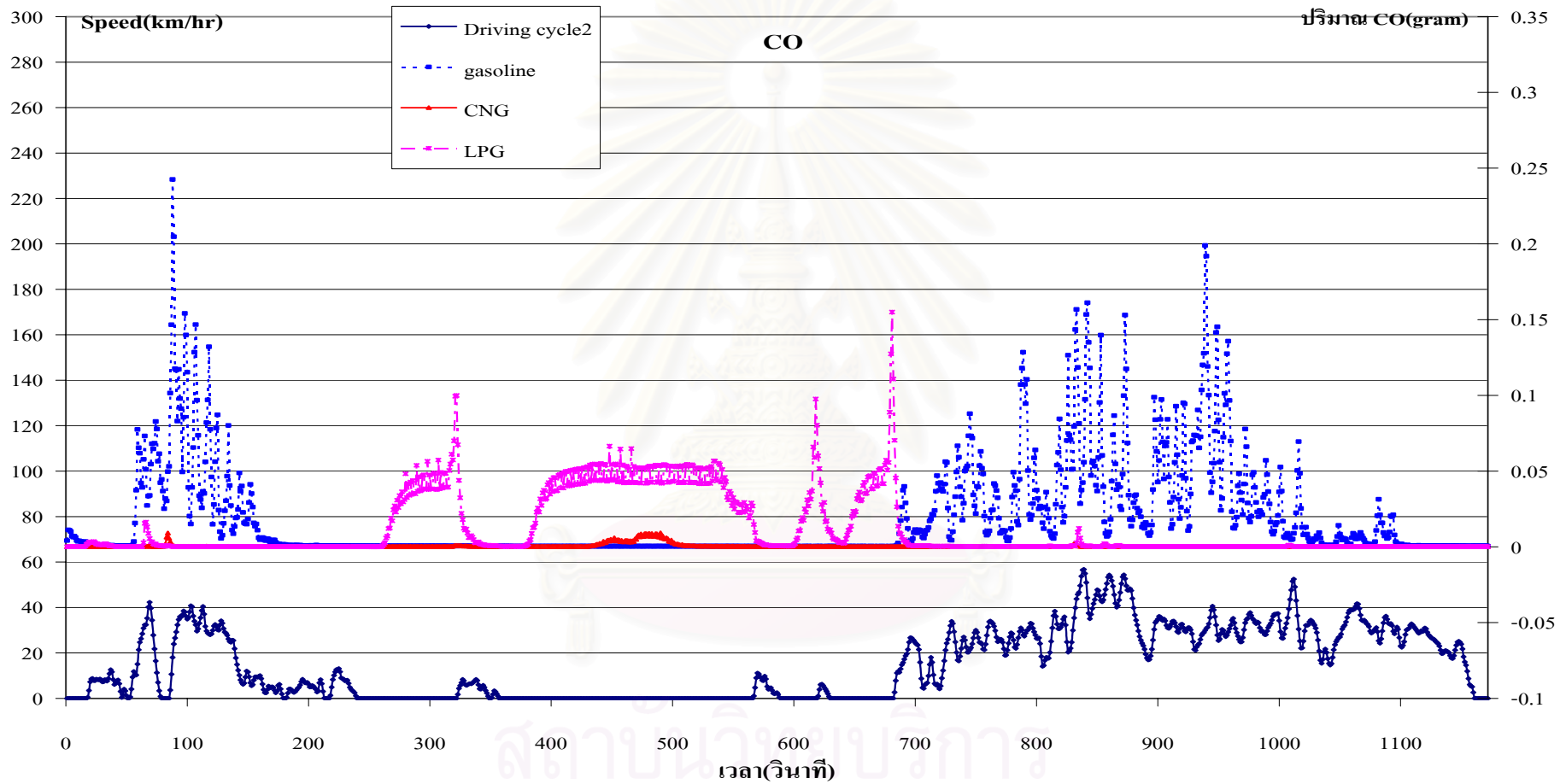




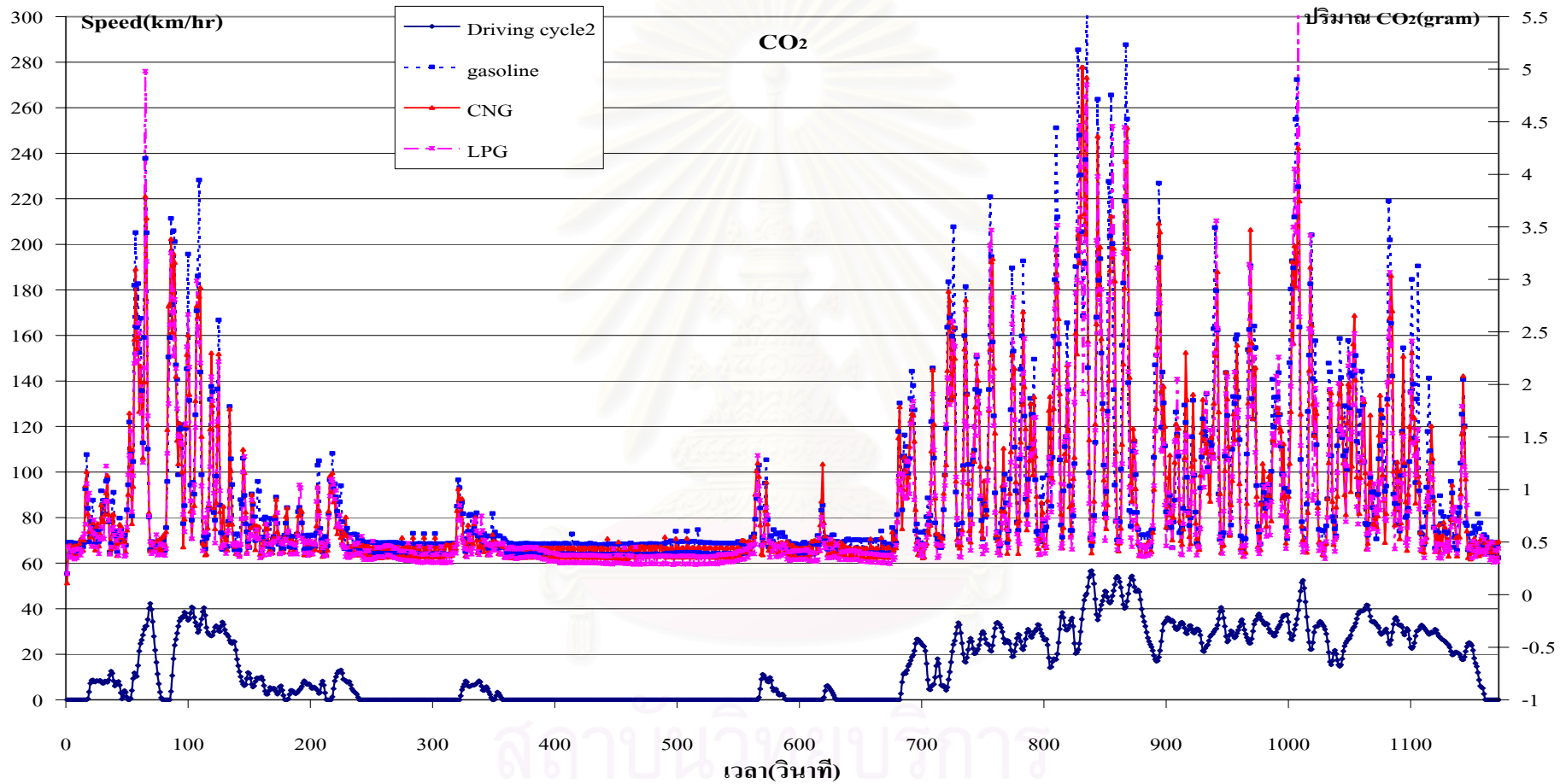
รูปที่ ค-34 แสดงกราฟการเปรียบเทียบมลพิษ C<sub>3</sub>H<sub>8</sub> ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 2 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่



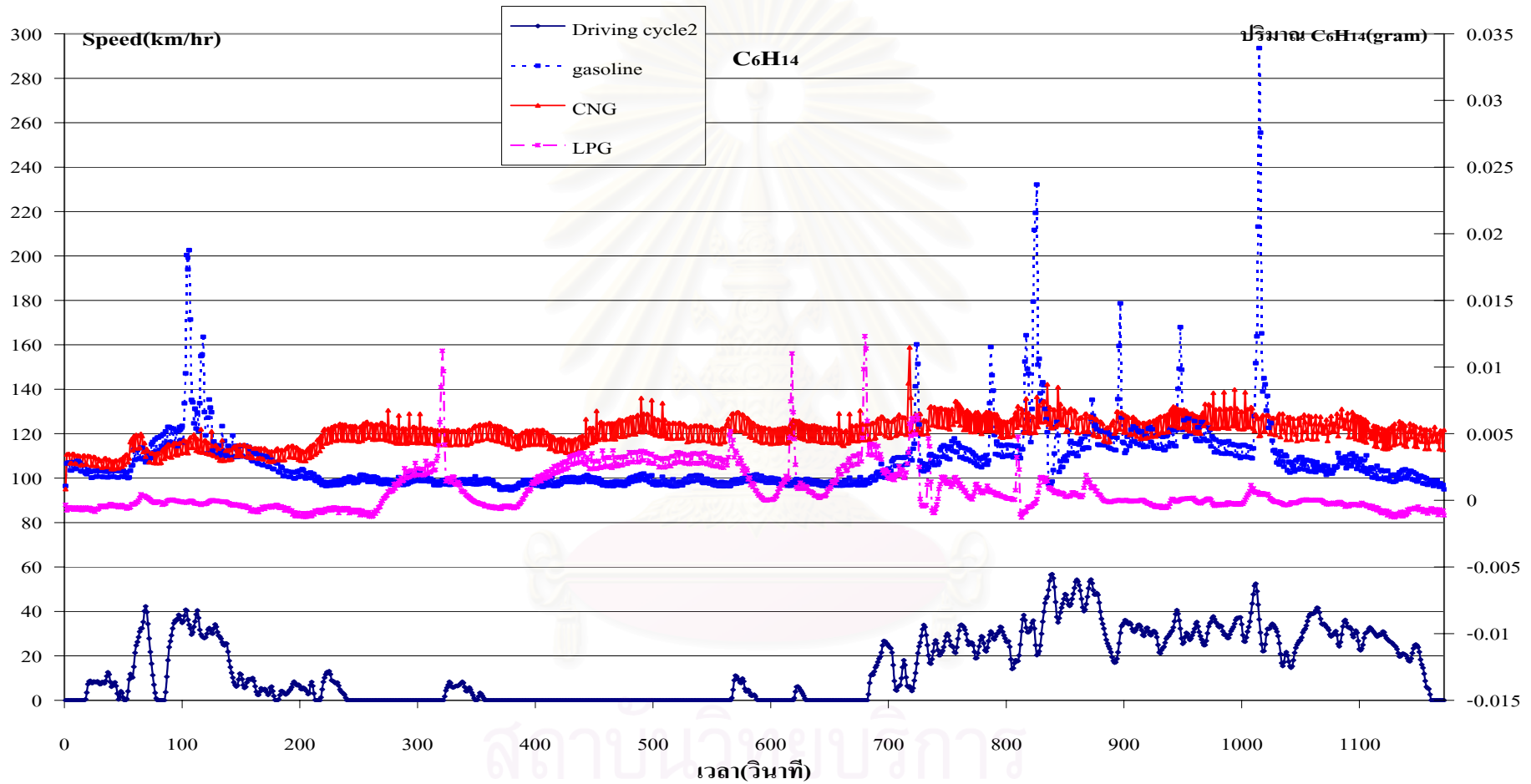
รูปที่ ค-35 แสดงกราฟการเปรียบเทียบมลพิษ NOx ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 2 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่



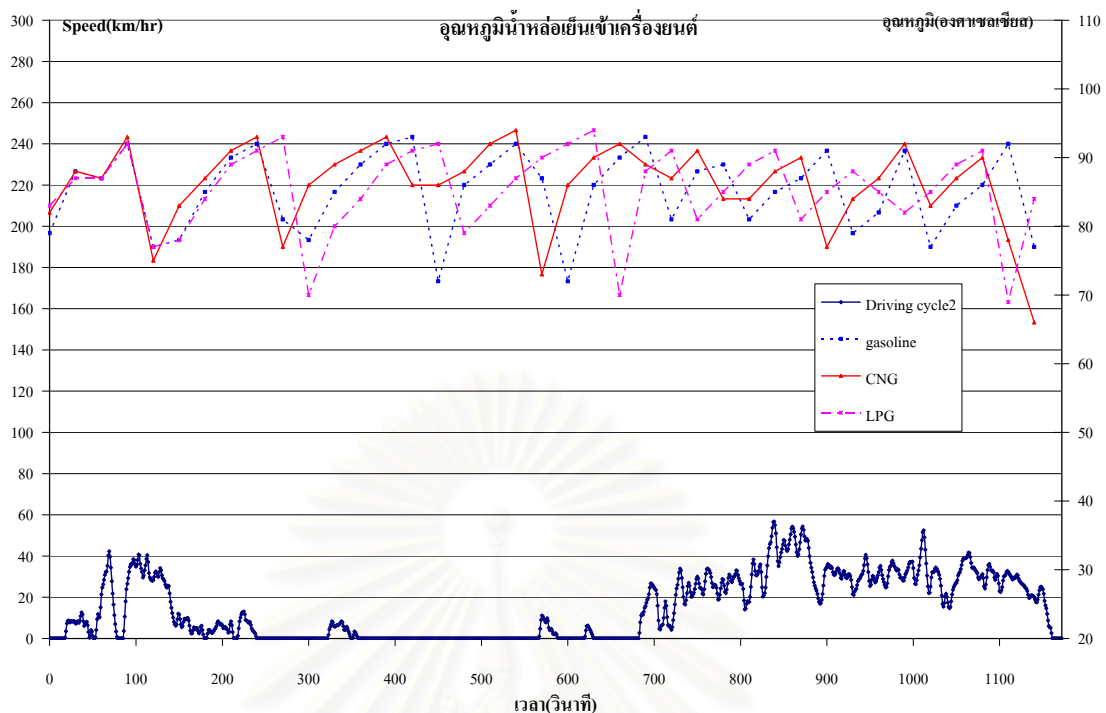
รูปที่ ค-36 แสดงกราฟการเปรียบเทียบมลพิษ CO ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 2 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่



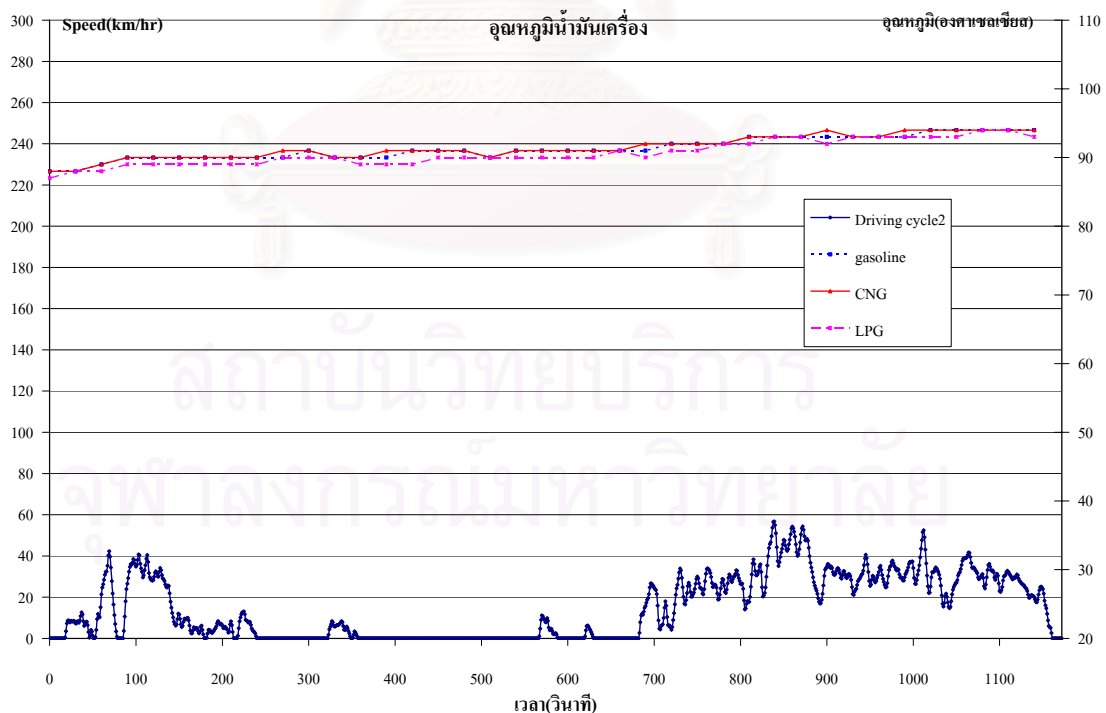
รูปที่ ค-37 แสดงกราฟการเปรียบเทียบมลพิษ CO<sub>2</sub> ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 2 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่



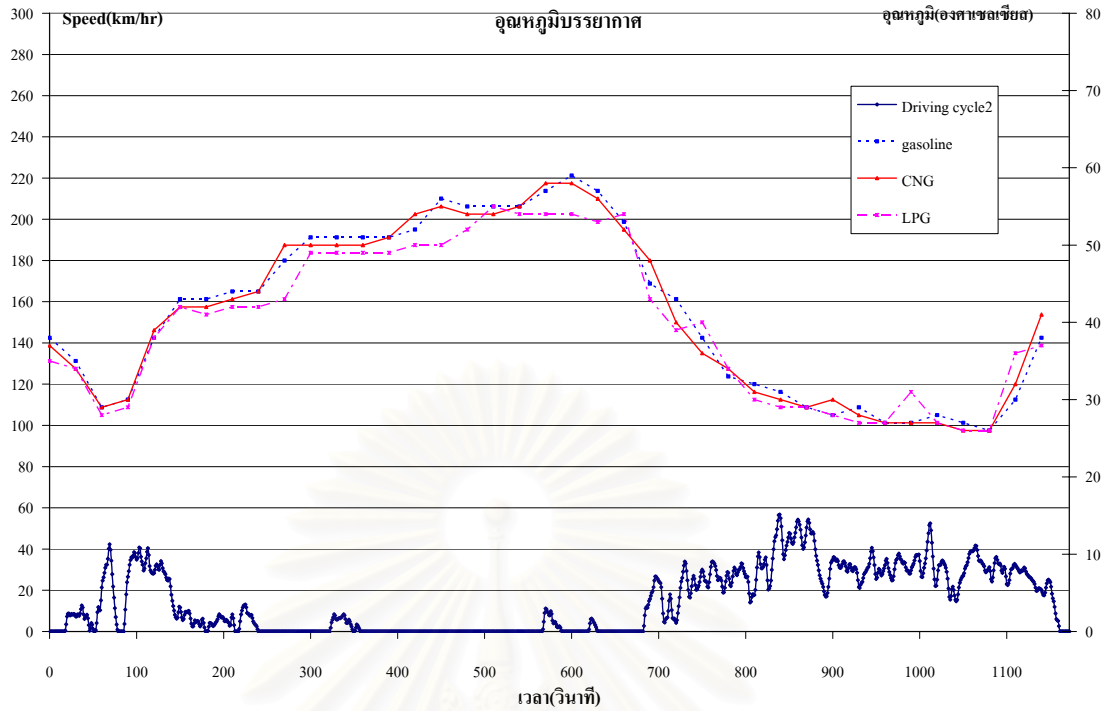
รูปที่ ค-38 แสดงกราฟการเปรียบเทียบมลพิษ C<sub>6</sub>H<sub>14</sub> ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 2 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่



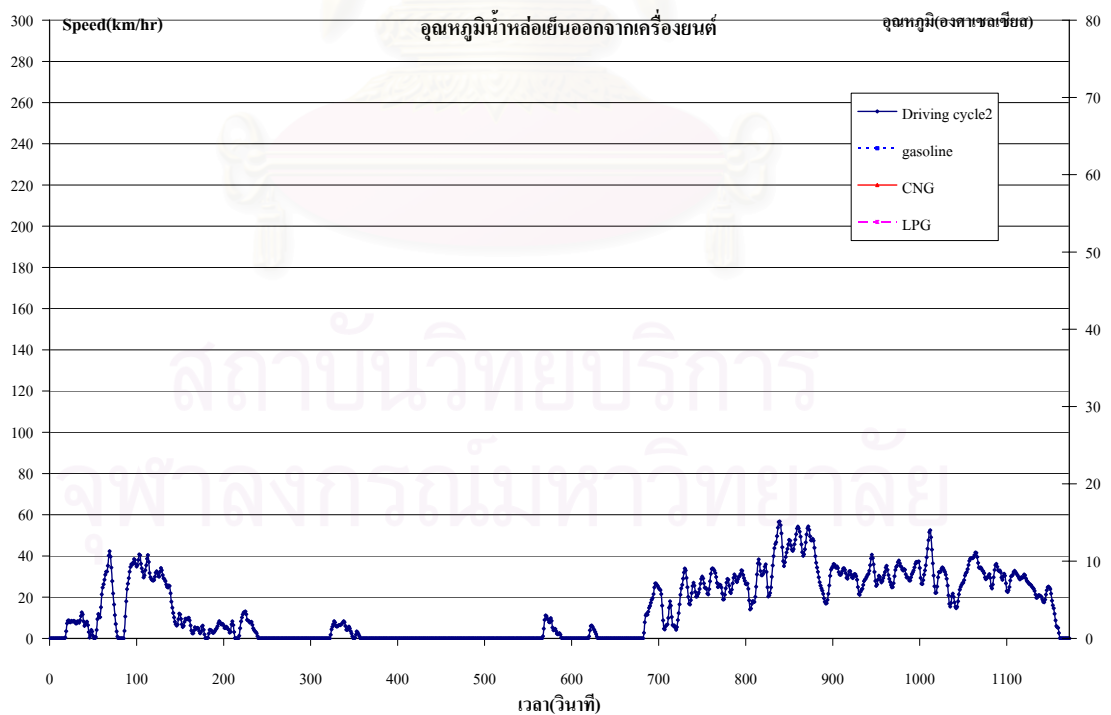
รูปที่ ค-39 แสดงกราฟเปรียบเทียบอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นเข้าเครื่องยนต์ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 2 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่



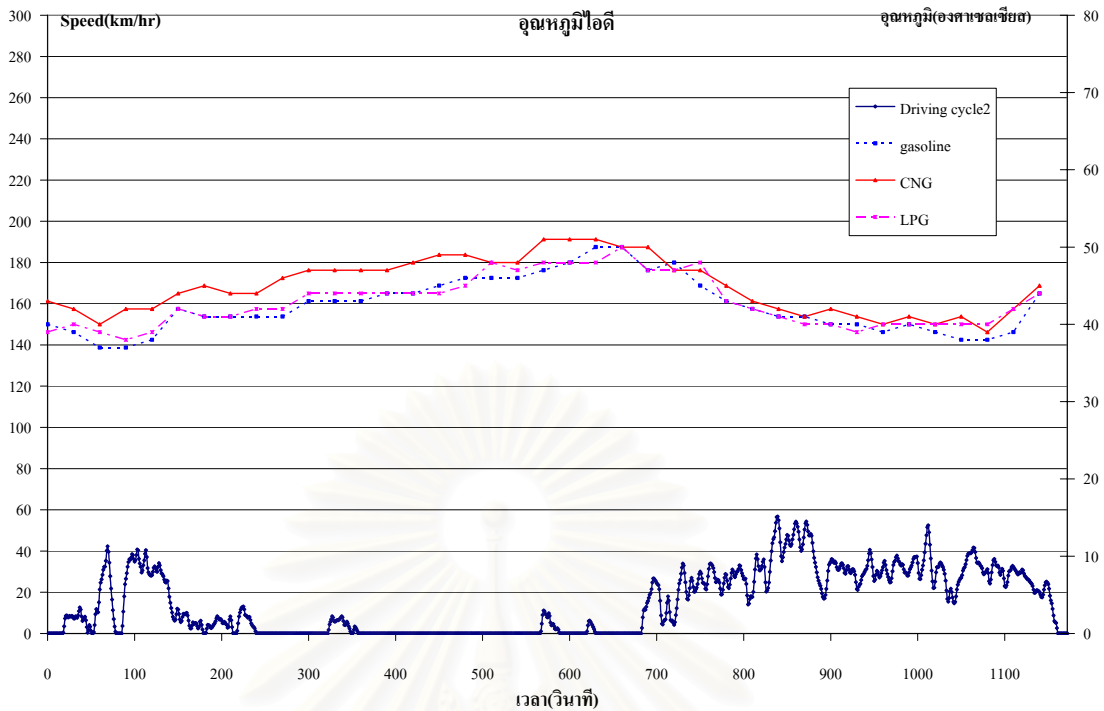
รูปที่ ค-40 แสดงกราฟเปรียบเทียบอุณหภูมิน้ำมันเครื่องของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 2 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่



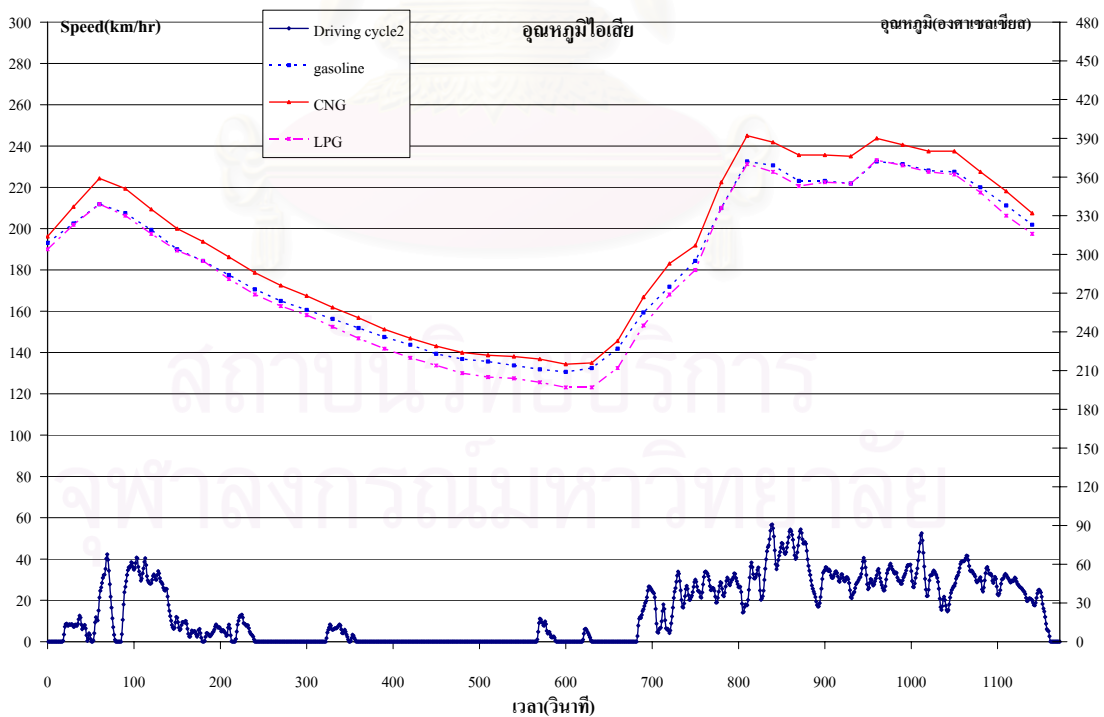
รูปที่ ค-41 แสดงกราฟเปรียบเทียบอุณหภูมิบรรยากาศของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 2 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่



รูปที่ ค-42 แสดงกราฟเปรียบเทียบอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นออกจากเครื่องยนต์ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 2 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่

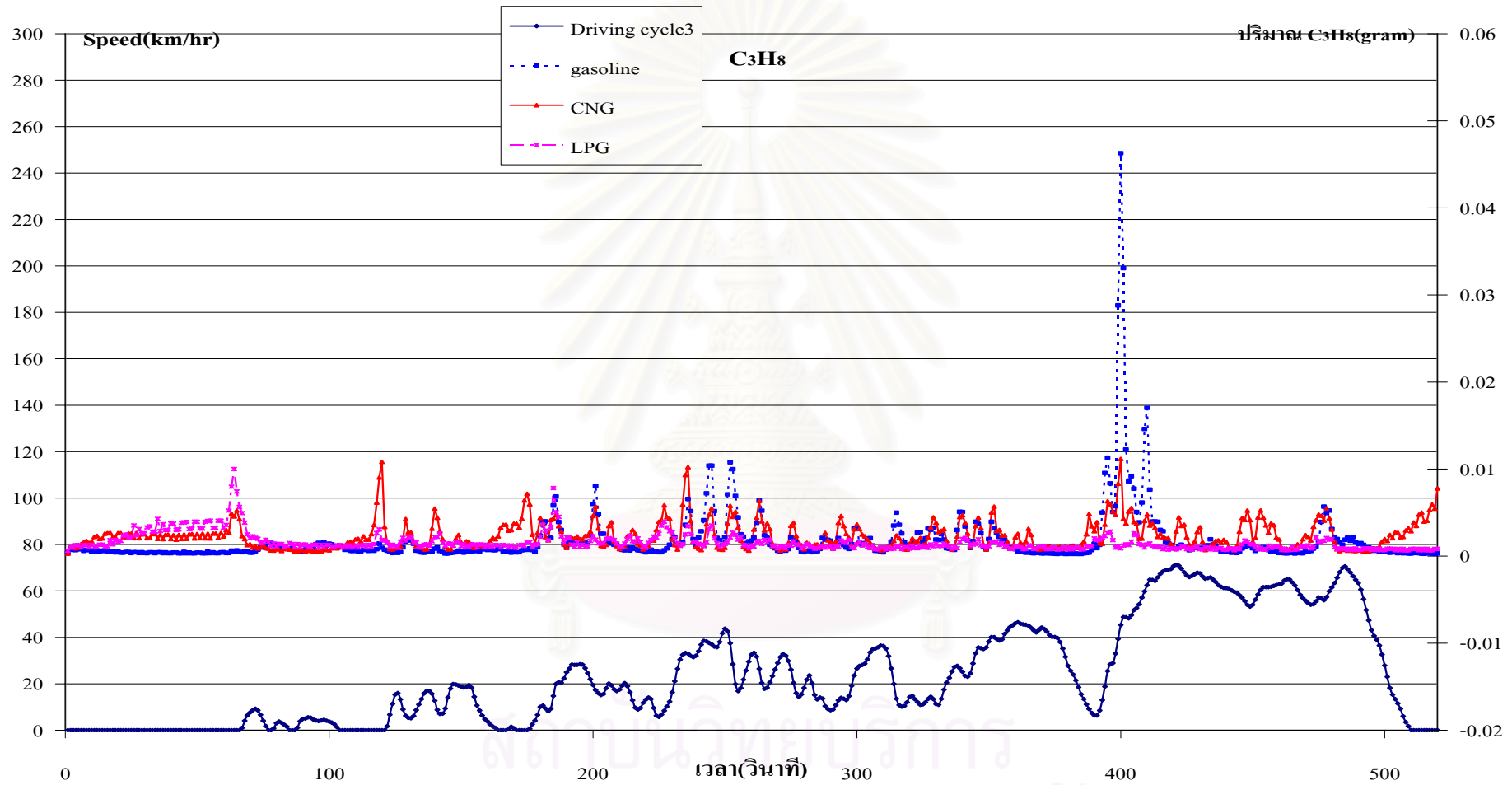


รูปที่ ค-43 แสดงกราฟเปรียบเทียบอุณหภูมิไอดีของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 2 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่

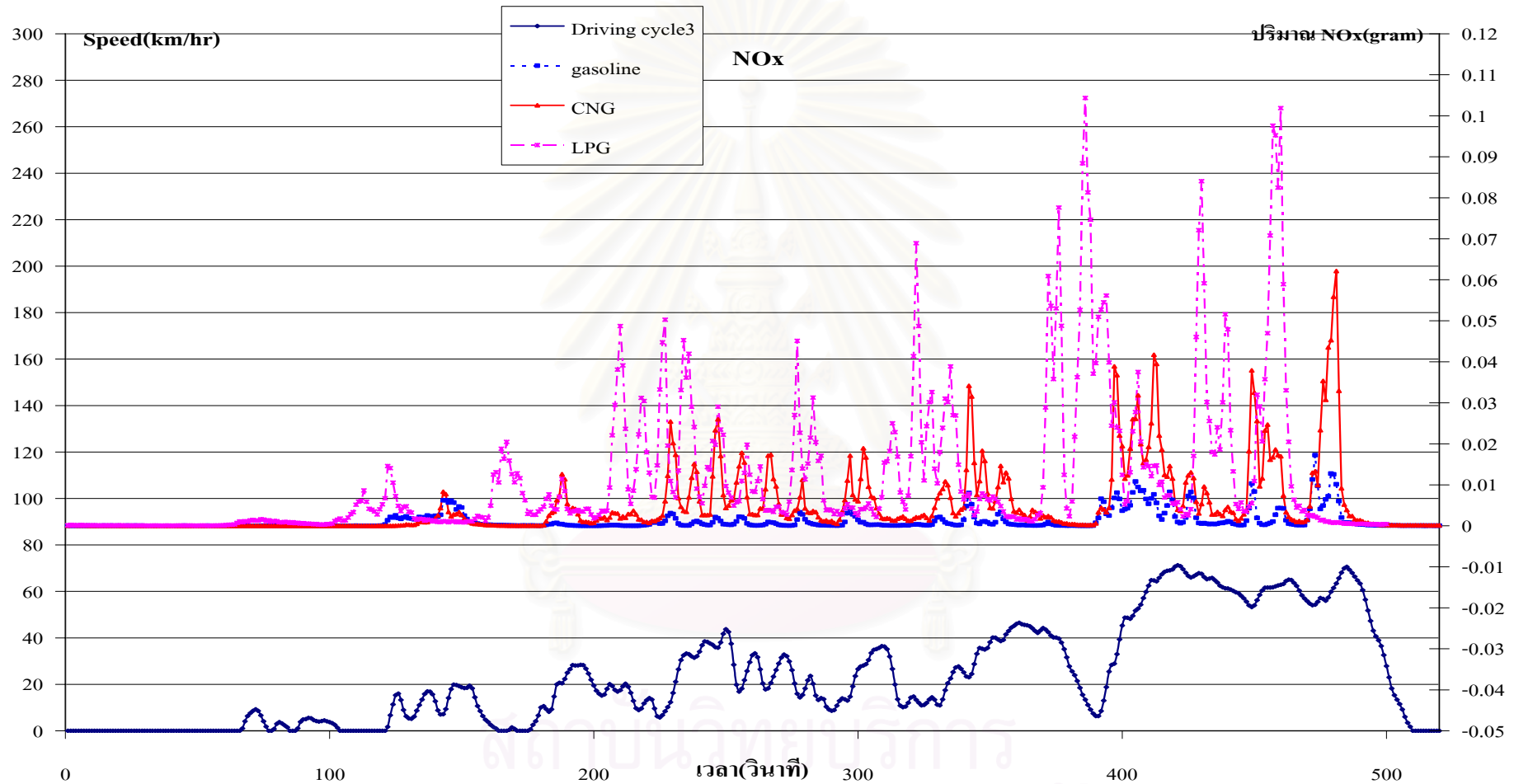


รูปที่ ค-44 แสดงกราฟเปรียบเทียบอุณหภูมิไอเสียของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 2 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่

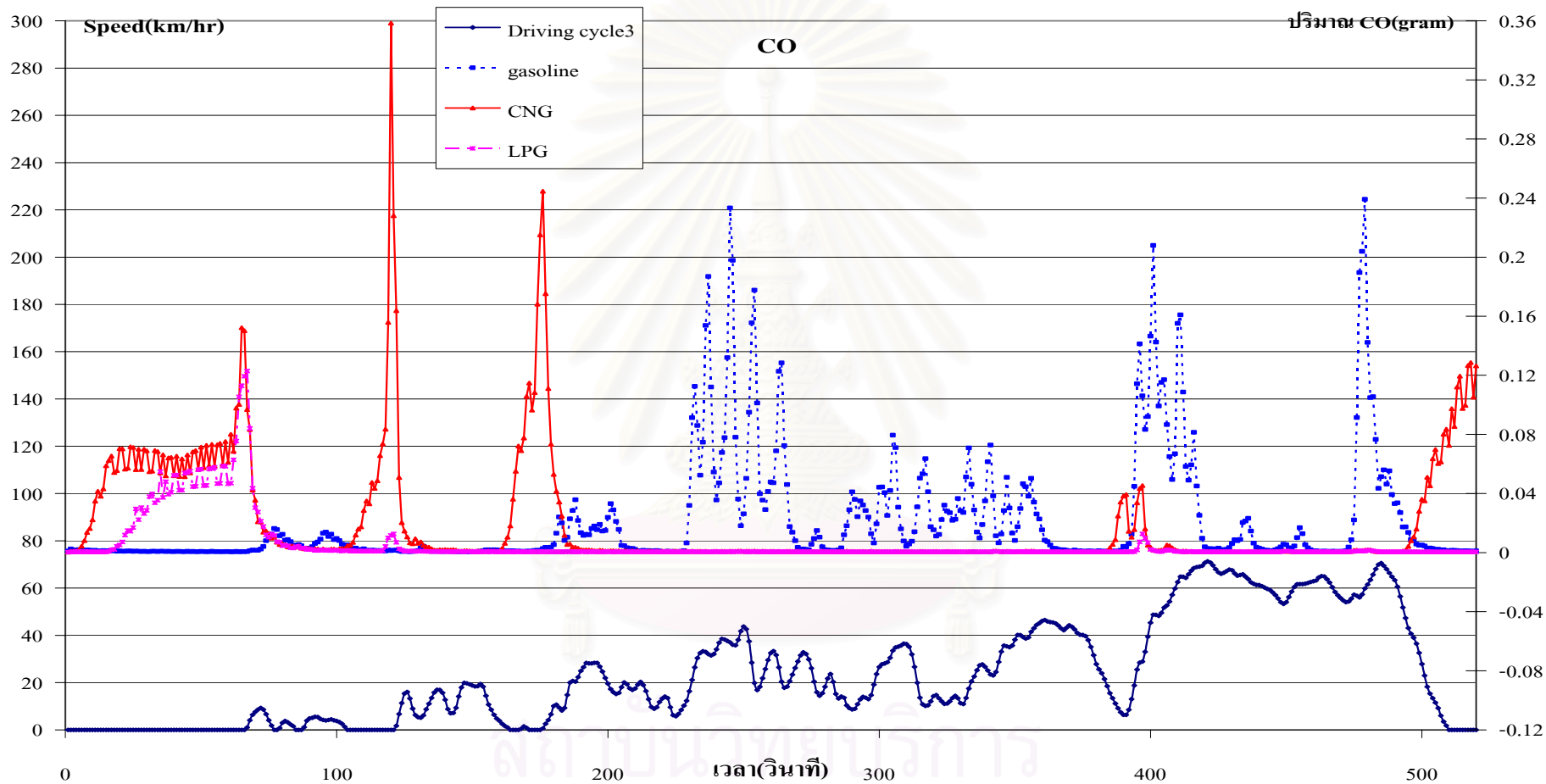




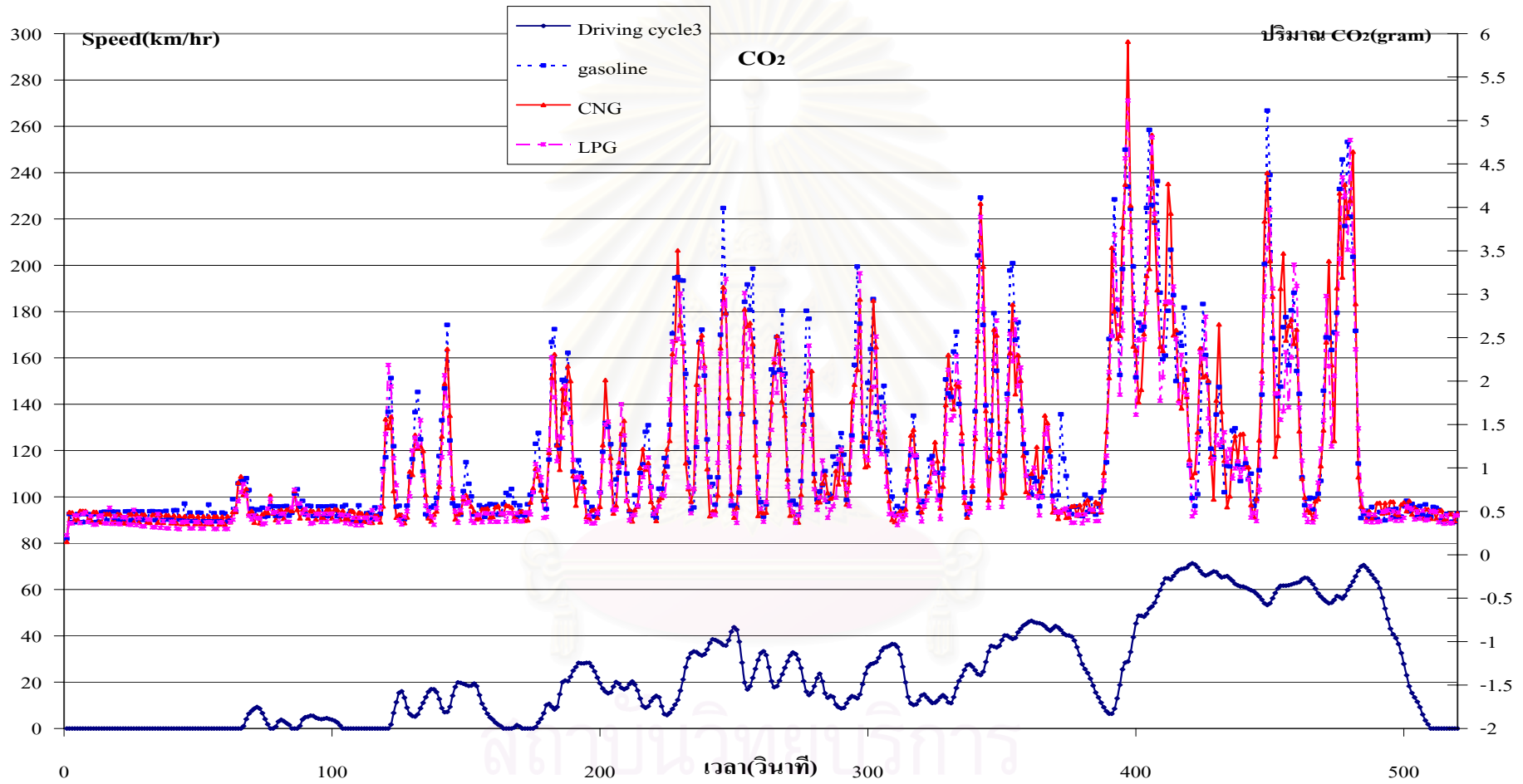
รูปที่ ค-45 แสดงกราฟการเปรียบเทียบมลพิษ C<sub>3</sub>H<sub>8</sub> ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 3 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า



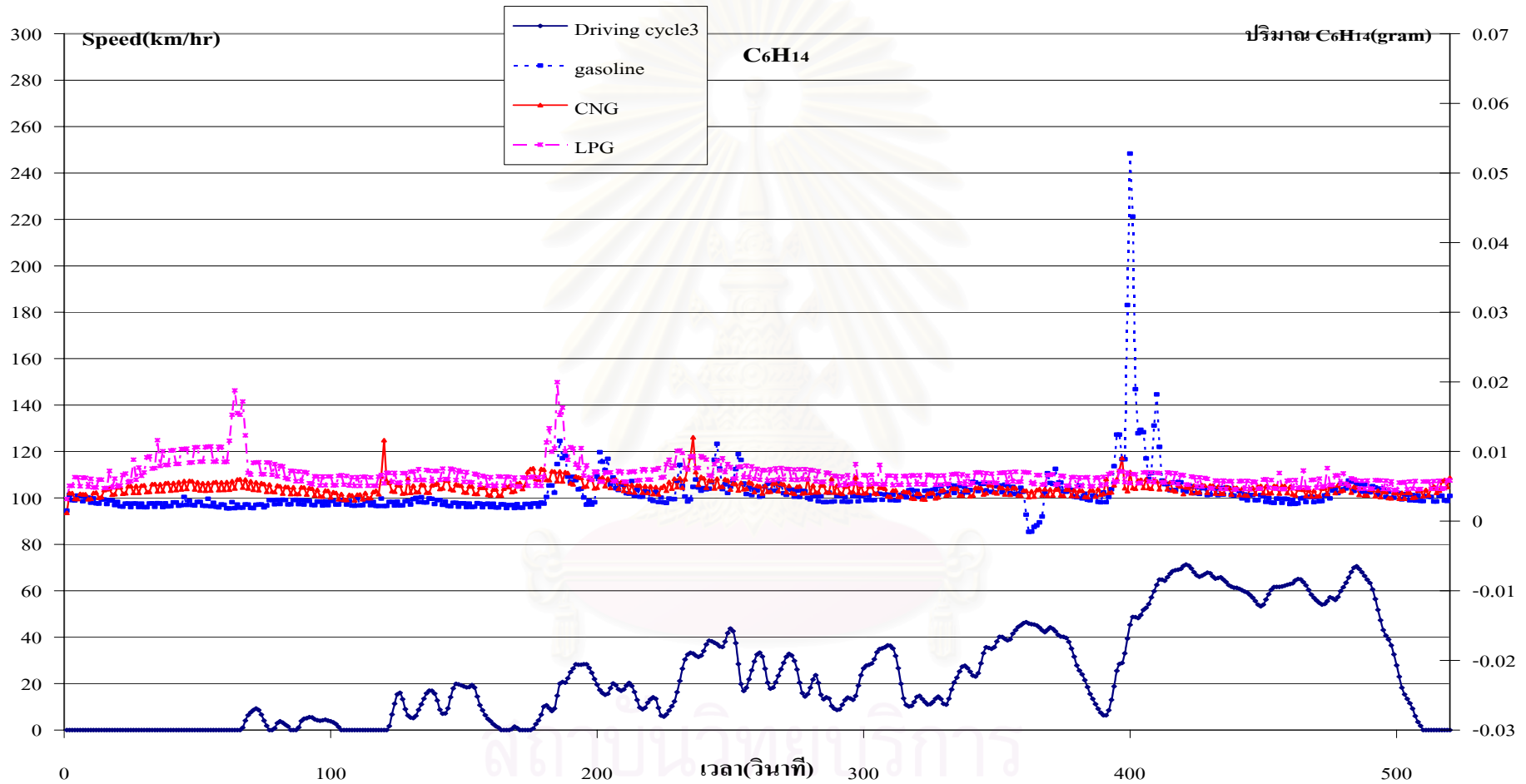
รูปที่ ค-46 แสดงกราฟการเปรียบเทียบมลพิษ NOx ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 3 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงค่า



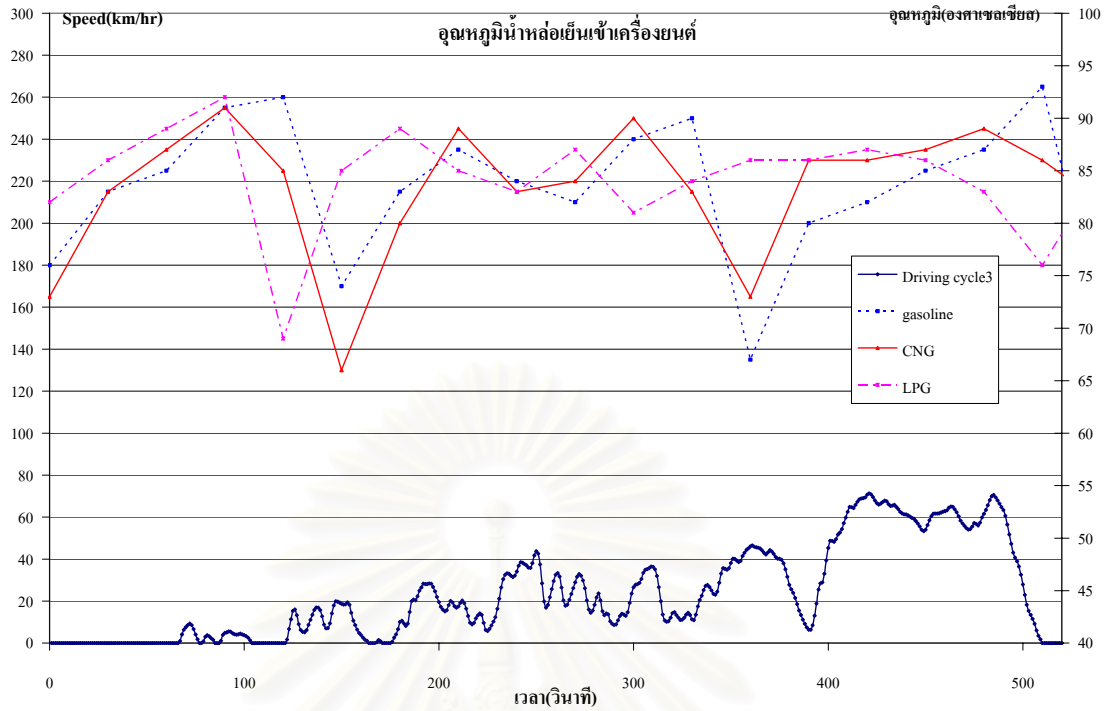
รูปที่ ค-47 แสดงกราฟการเปรียบเทียบมลพิษ CO ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 3 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงเท่า



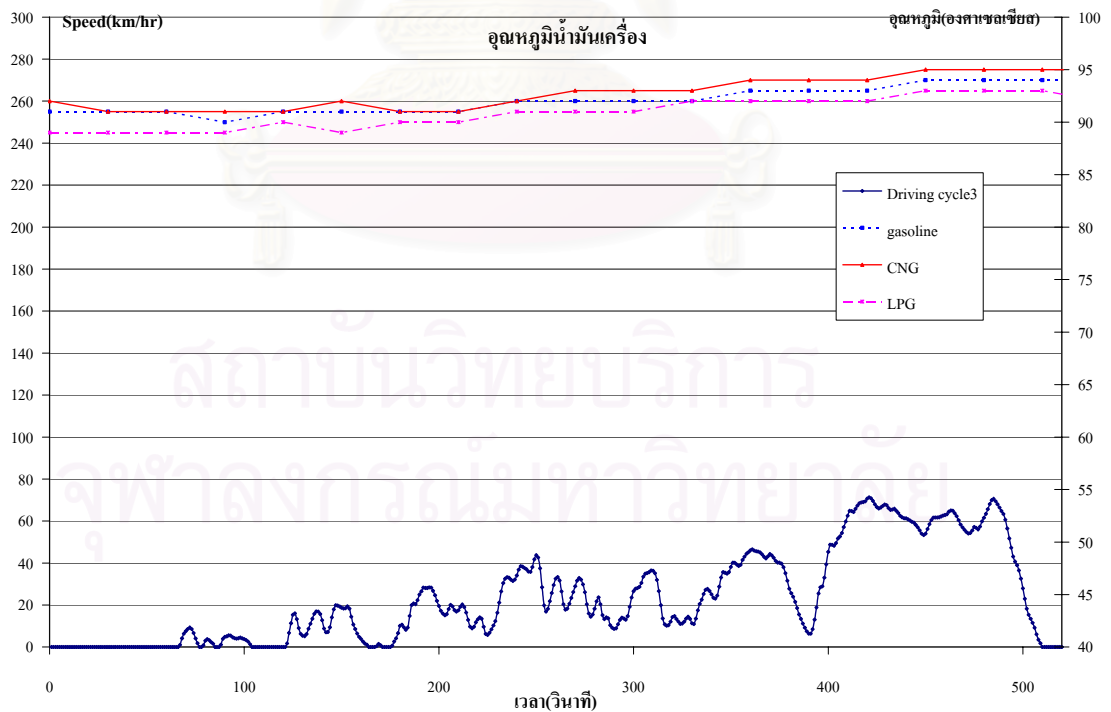
รูปที่ ค-48 แสดงกราฟการเปรียบเทียบมลพิษ CO<sub>2</sub> ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 3 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า



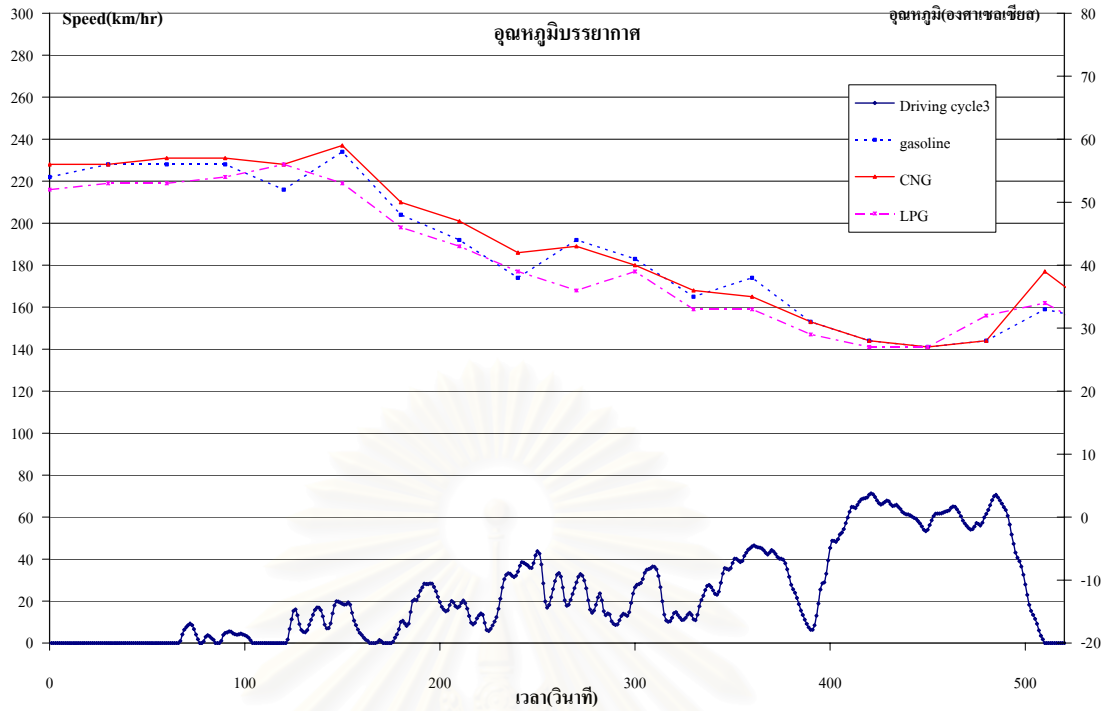
รูปที่ ค-49 แสดงกราฟการเปรียบเทียบมลพิษ  $C_6H_{14}$  ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 3 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า



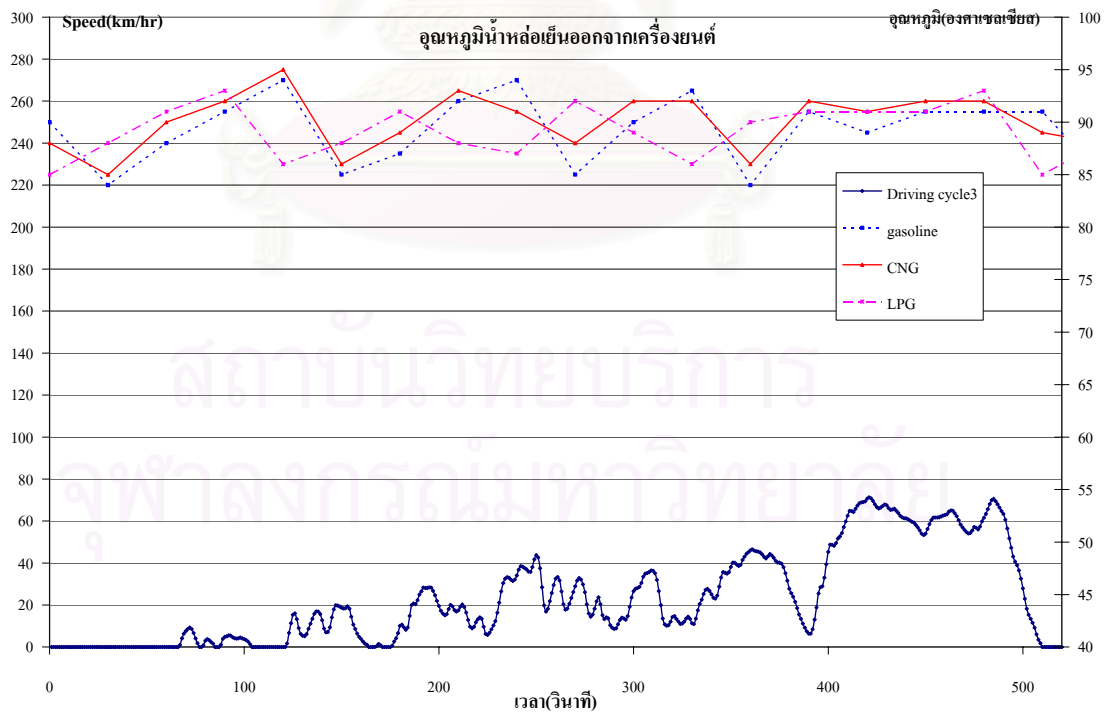
รูปที่ ค-50 แสดงกราฟเปรียบเทียบจุดหมุมน้ำหล่อเย็นเข้าเครื่องยนต์ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 3 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า



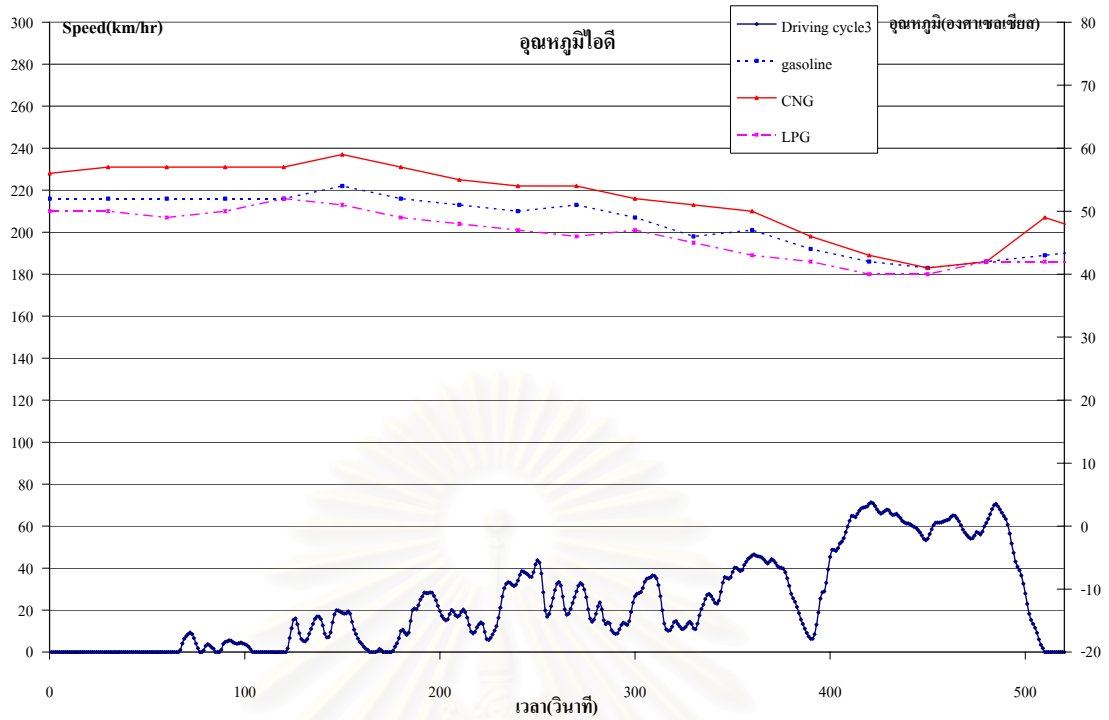
รูปที่ ค-51 แสดงกราฟเปรียบเทียบจุดหมุมน้ำมันเครื่องของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 3 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า



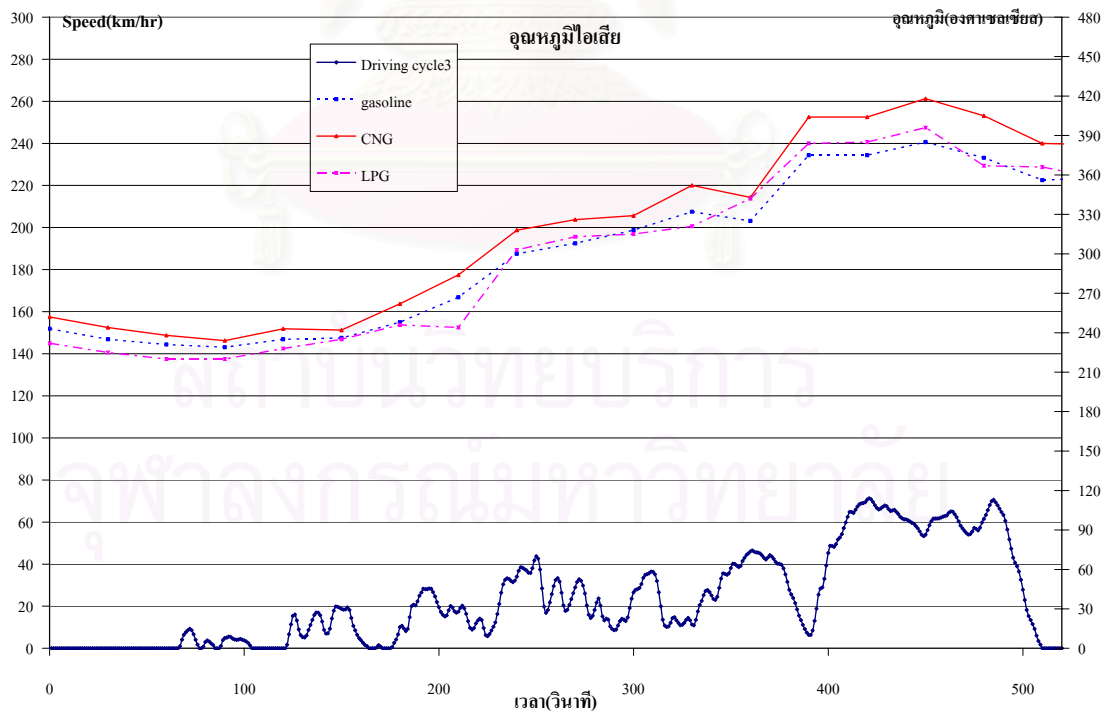
รูปที่ ค-52 แสดงกราฟเปรียบเทียบอุณหภูมิบรรยากาศของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 3 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า



รูปที่ ค-53 แสดงกราฟเปรียบเทียบอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นออกจากเครื่องยนต์ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 3 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า

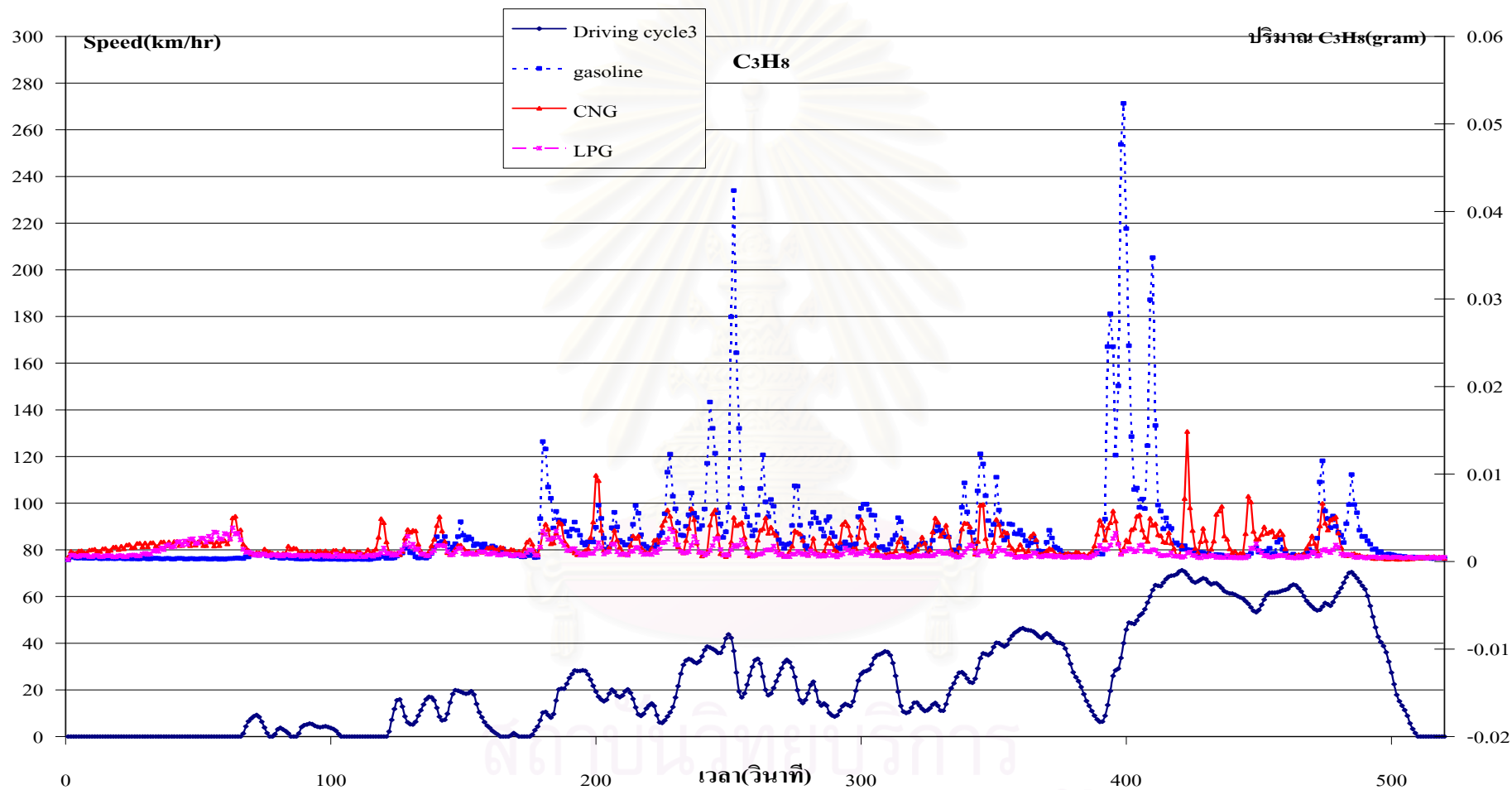


รูปที่ ค-54 แสดงกราฟเปรียบเทียบอุณหภูมิไอดีของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 3 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า

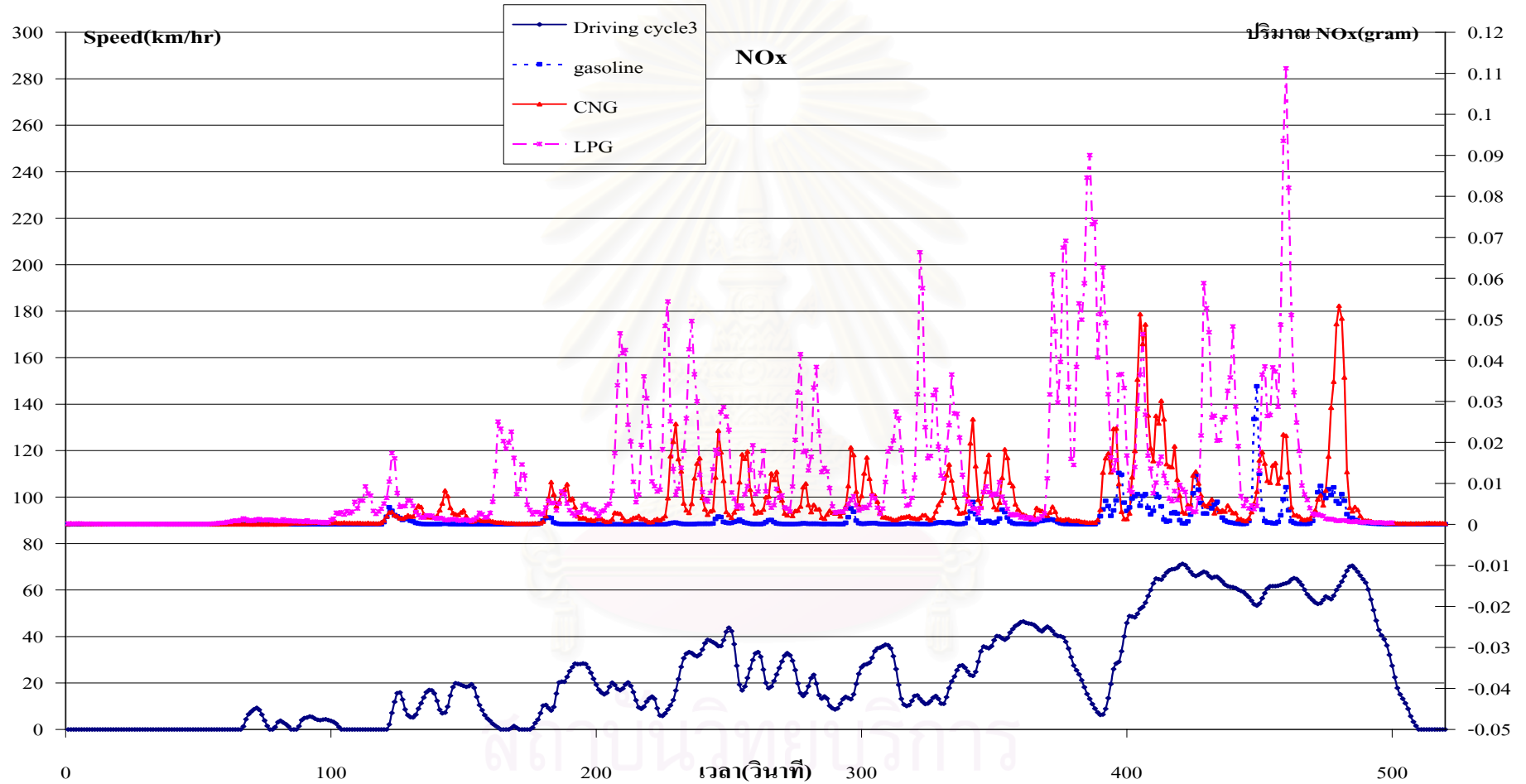


รูปที่ ค-55 แสดงกราฟเปรียบเทียบอุณหภูมิไอเสียของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 3 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า

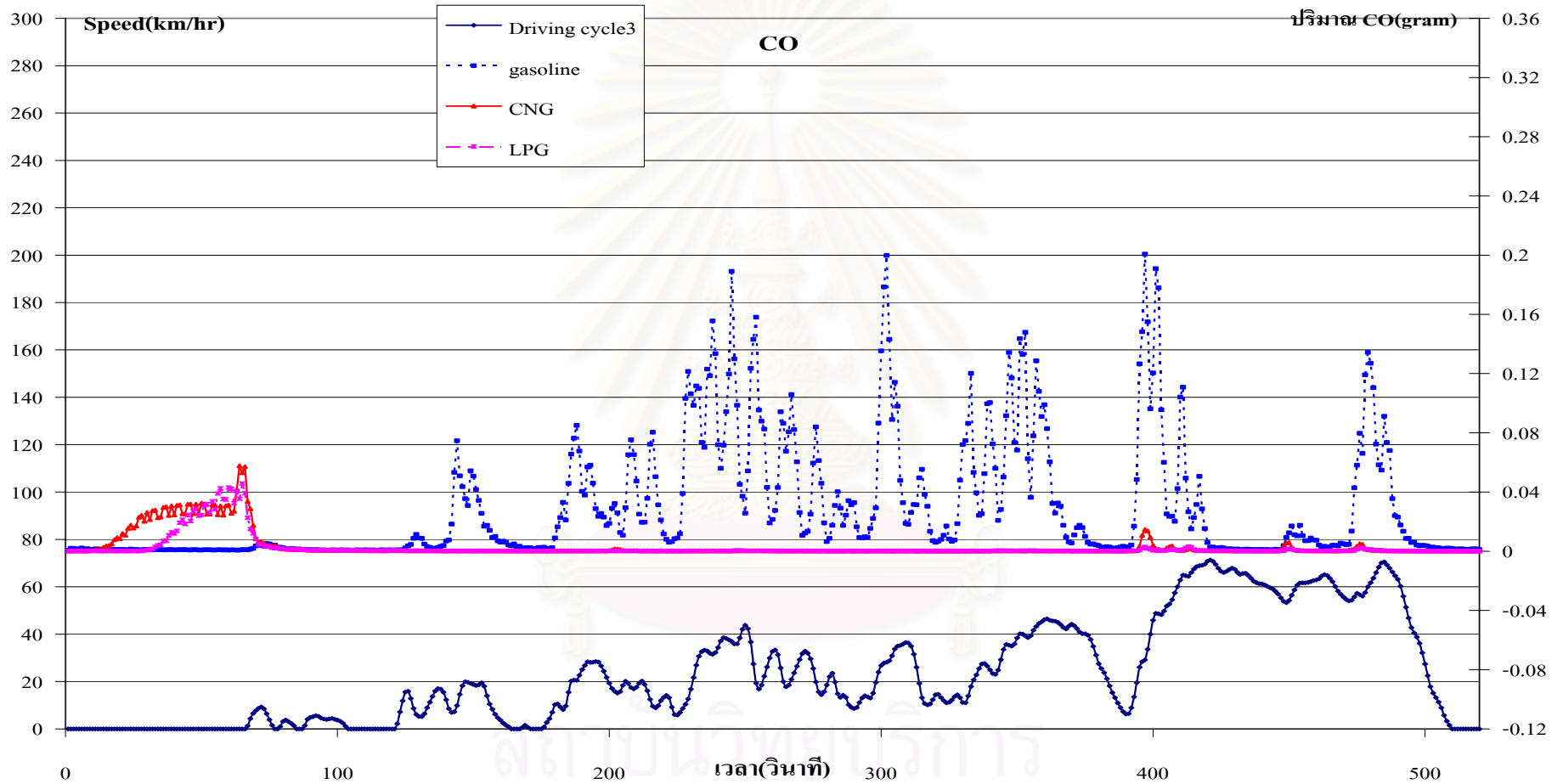




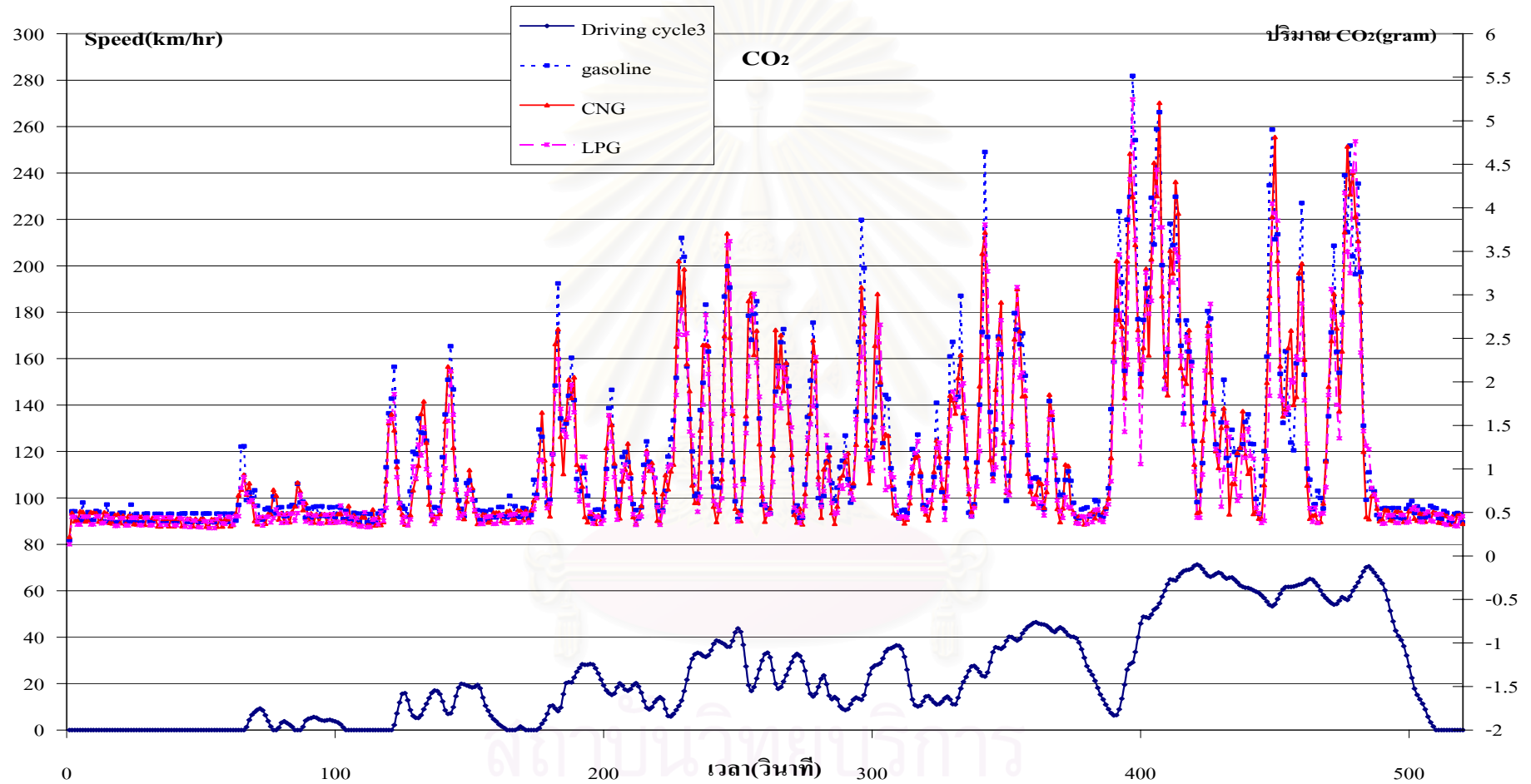
รูปที่ ค-56 แสดงกราฟการเปรียบเทียบมลพิษ C<sub>3</sub>H<sub>8</sub> ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 3 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่



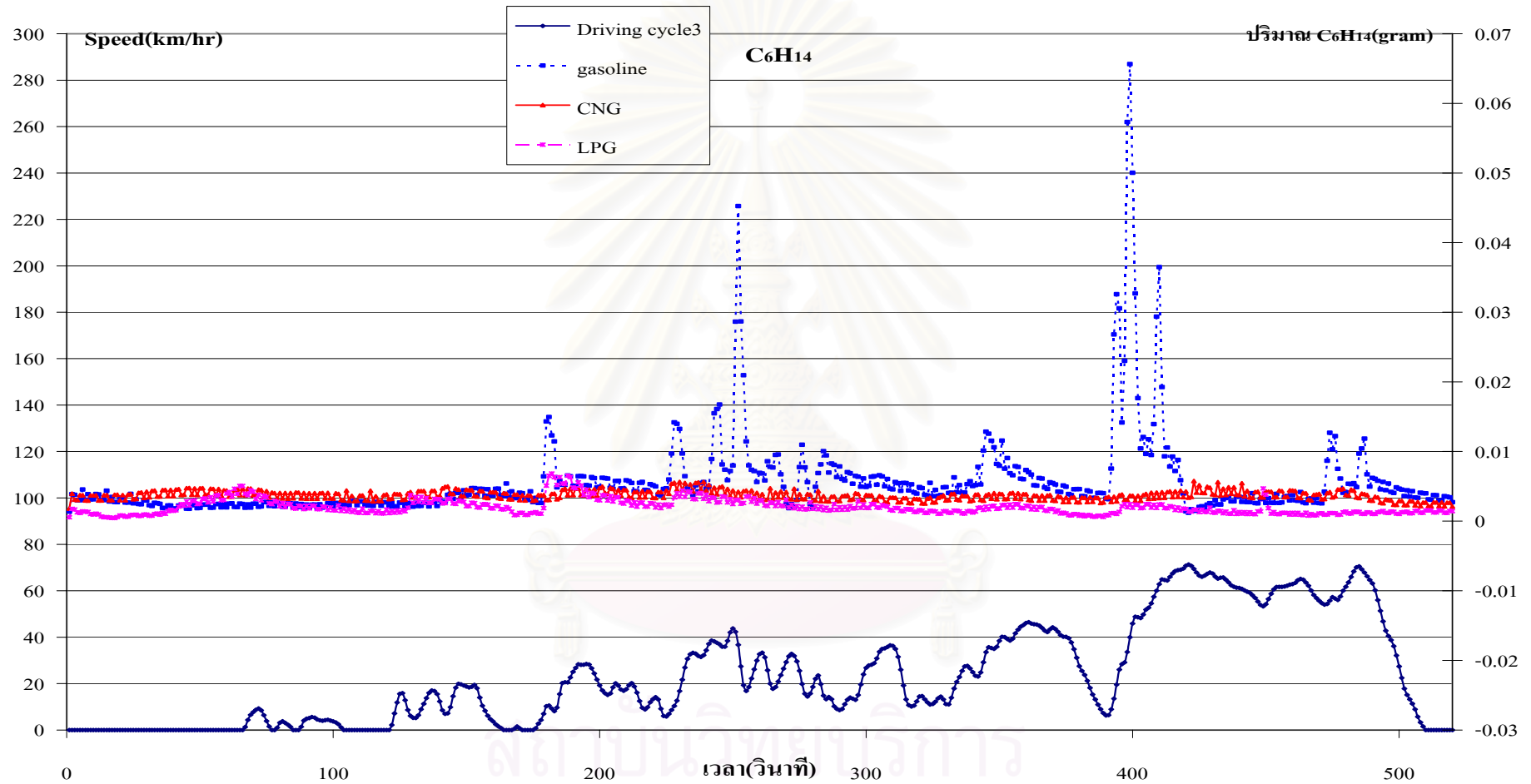
รูปที่ ค-57 แสดงกราฟการเปรียบเทียบมลพิษ NOx ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 3 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่



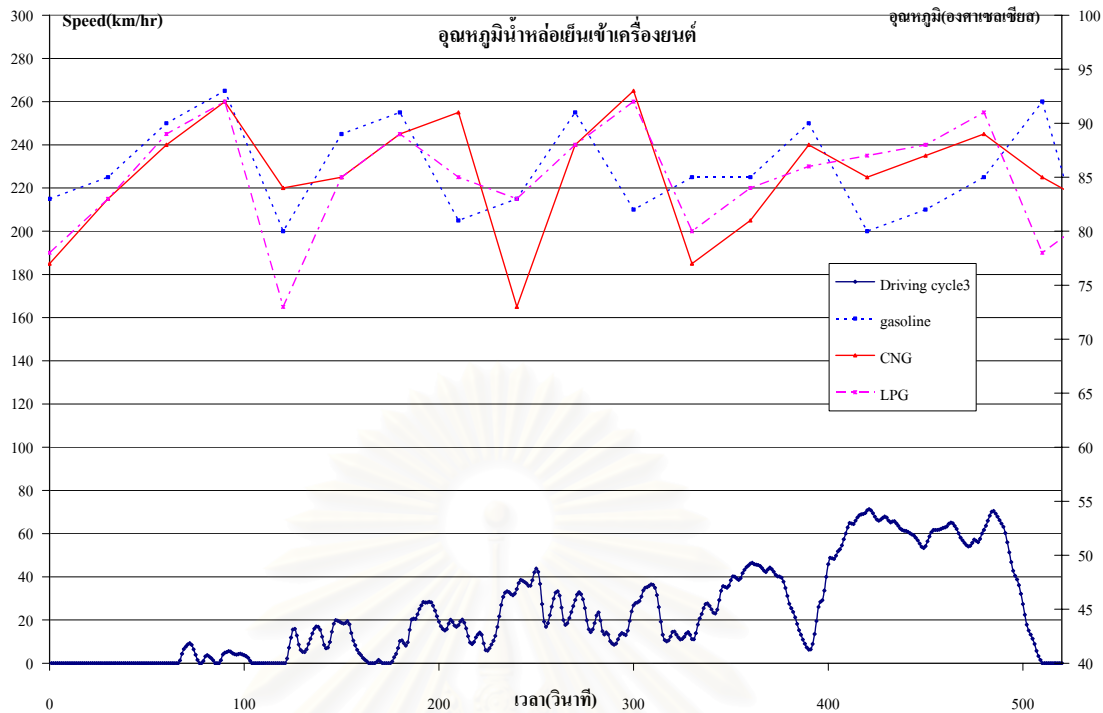
รูปที่ ค-58 แสดงกราฟการเปรียบเทียบมลพิษ CO ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 3 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่



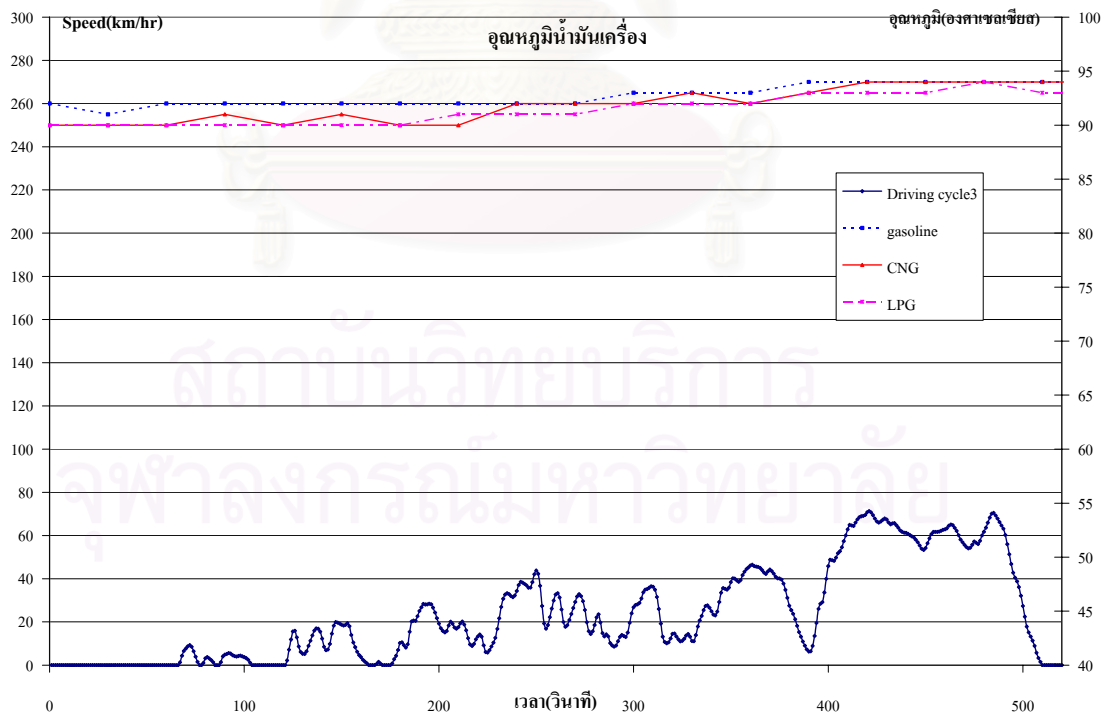
รูปที่ ค-59 แสดงกราฟการเปรียบเทียบมลพิษ CO<sub>2</sub> ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 3 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่



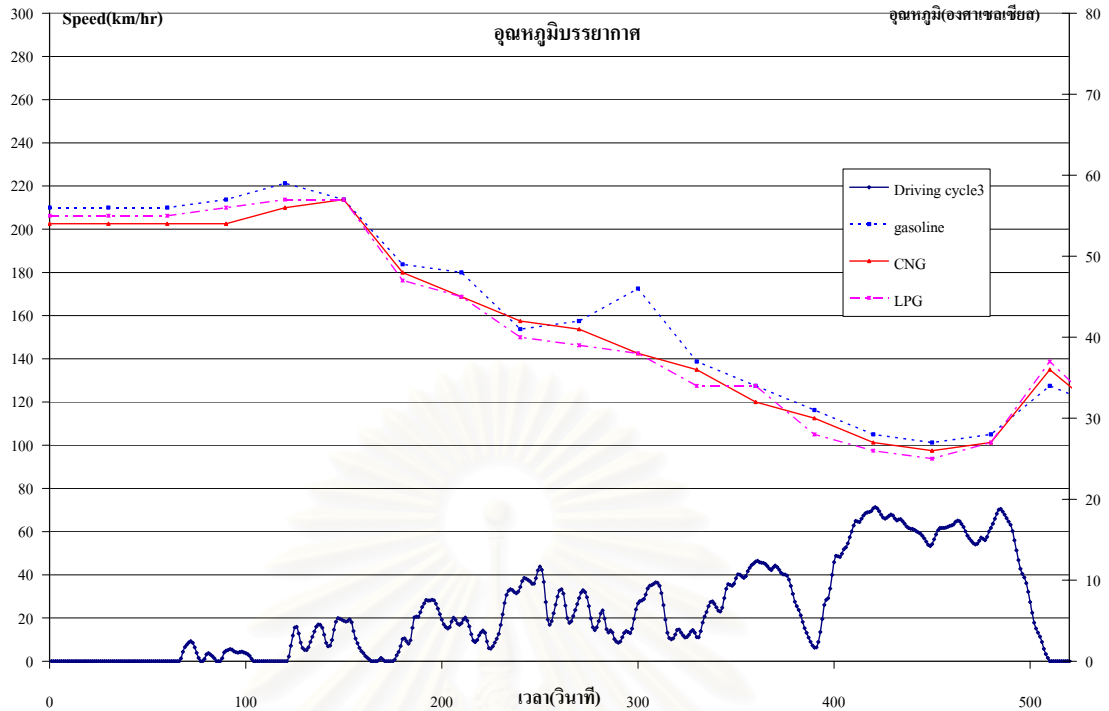
รูปที่ ค-60 แสดงกราฟการเปรียบเทียบมลพิษ  $C_6H_{14}$  ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 3 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่



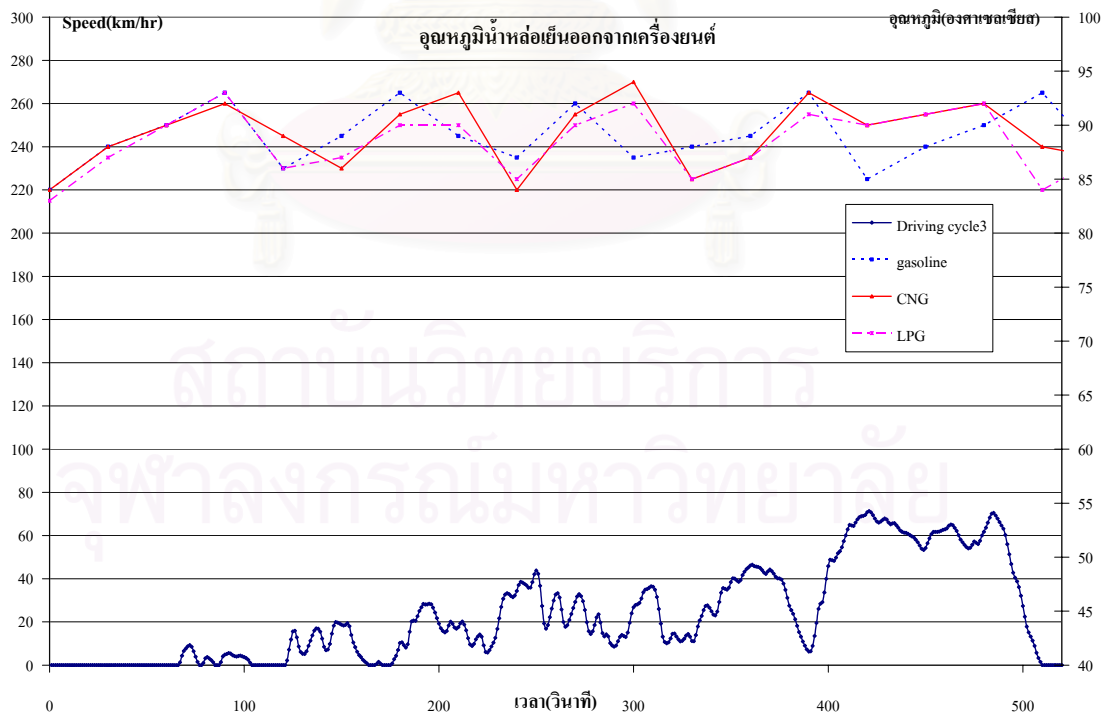
รูปที่ ค-61 แสดงกราฟเปรียบเทียบอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นเข้าเครื่องยนต์ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 3 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่



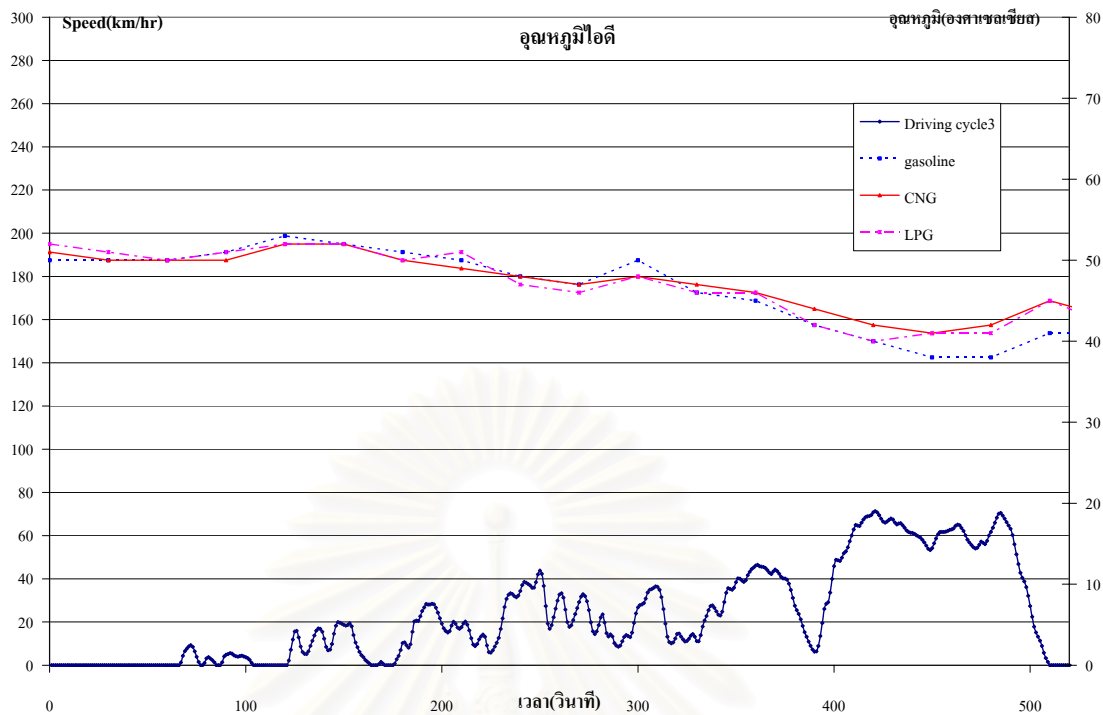
รูปที่ ค-62 แสดงกราฟเปรียบเทียบอุณหภูมิน้ำมันเครื่องของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 3 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่



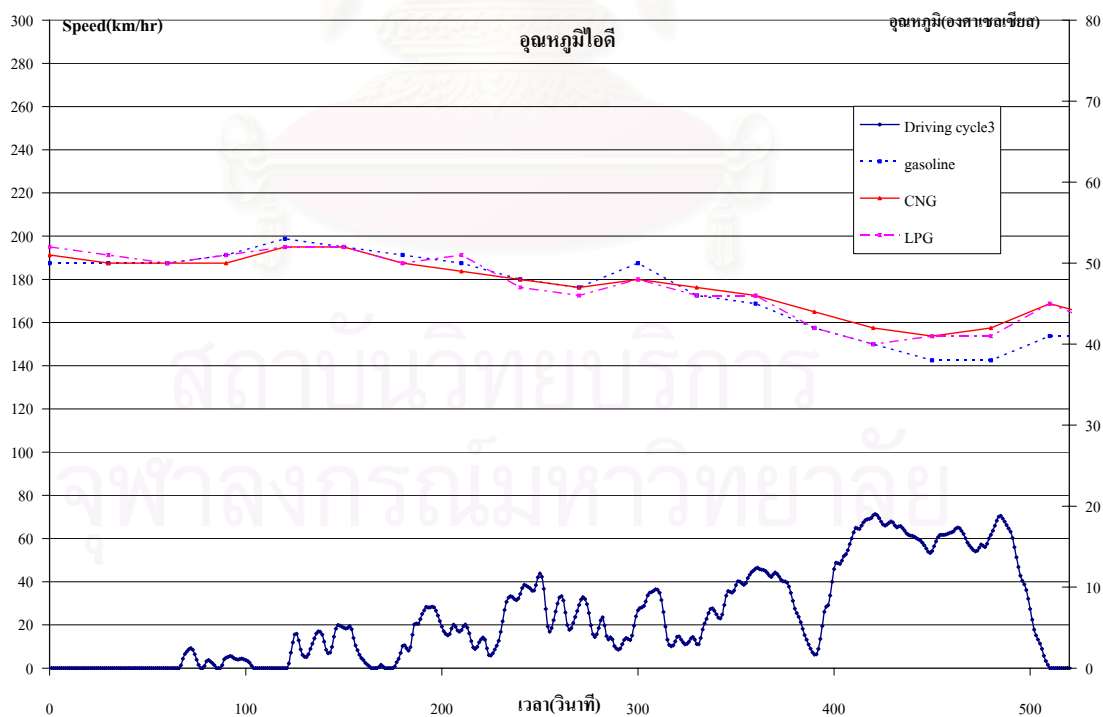
รูปที่ ค-63 แสดงกราฟเปรียบเทียบอุณหภูมิบรรยากาศของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 3 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่



รูปที่ ค-64 แสดงกราฟเปรียบเทียบอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นออกจากเครื่องยนต์ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 3 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่

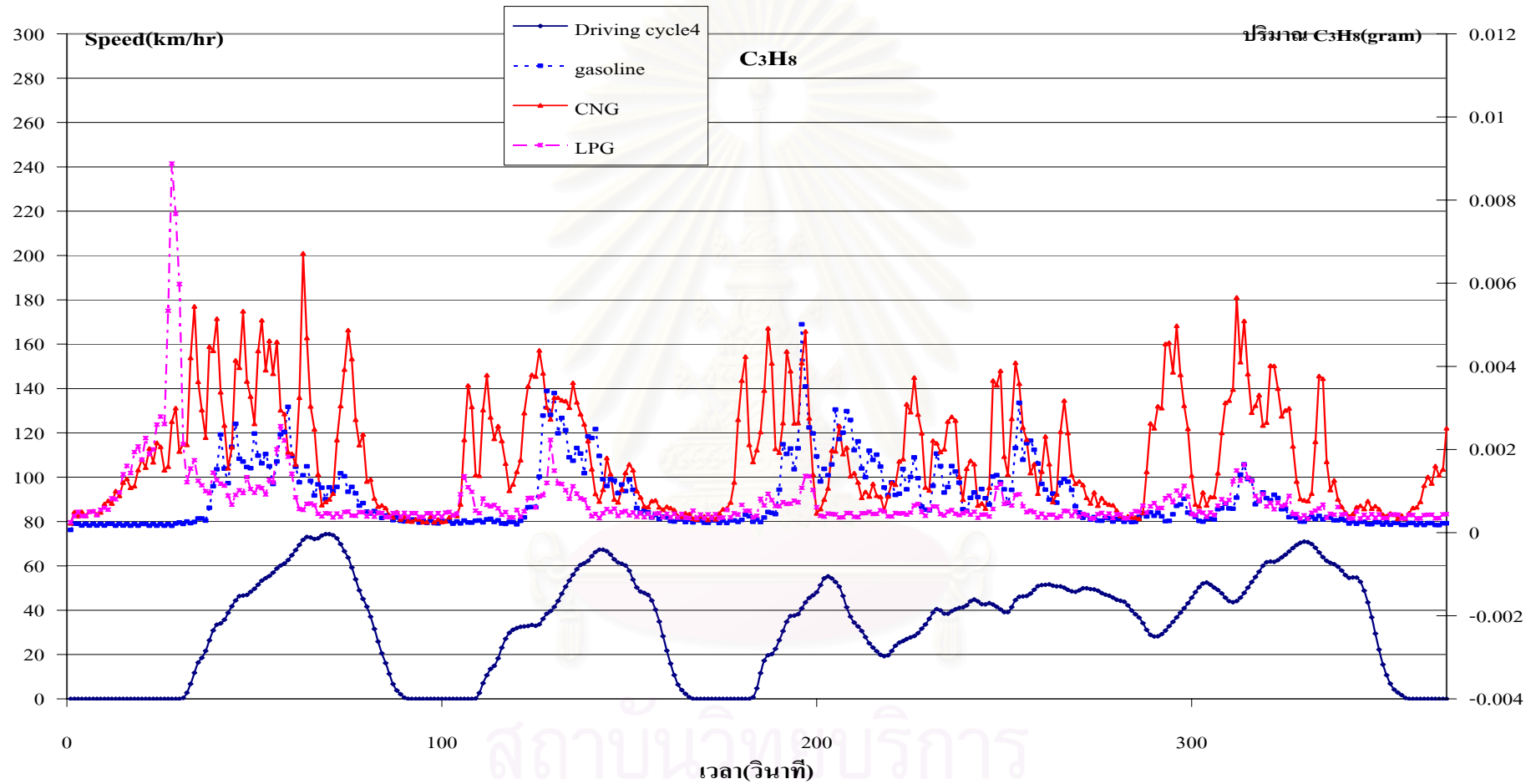


รูปที่ ค-65 แสดงกราฟเปรียบเทียบอุณหภูมิไอดีของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 3 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่

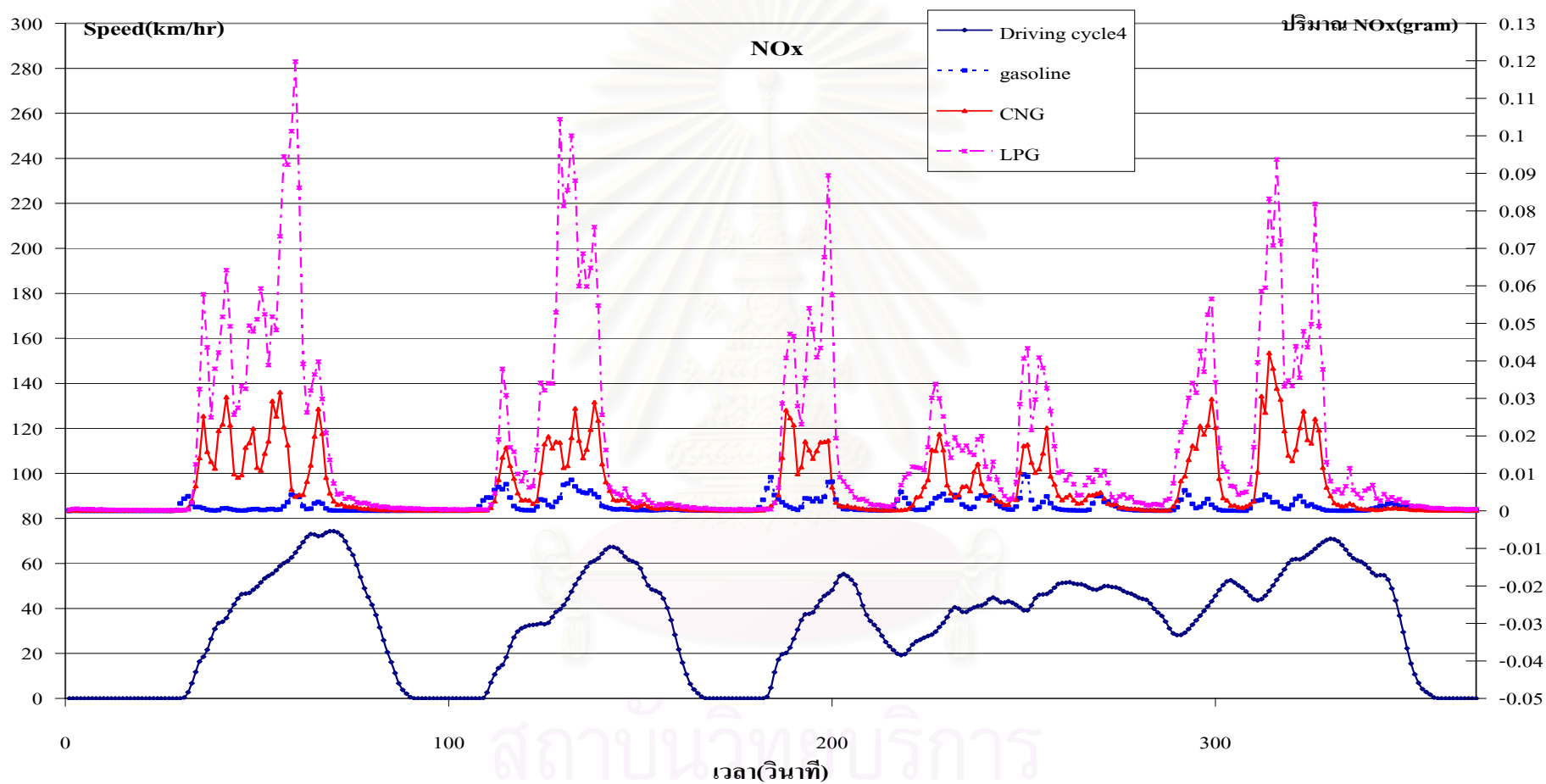


รูปที่ ค-66 แสดงกราฟเปรียบเทียบอุณหภูมิไอเสียของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 3 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่

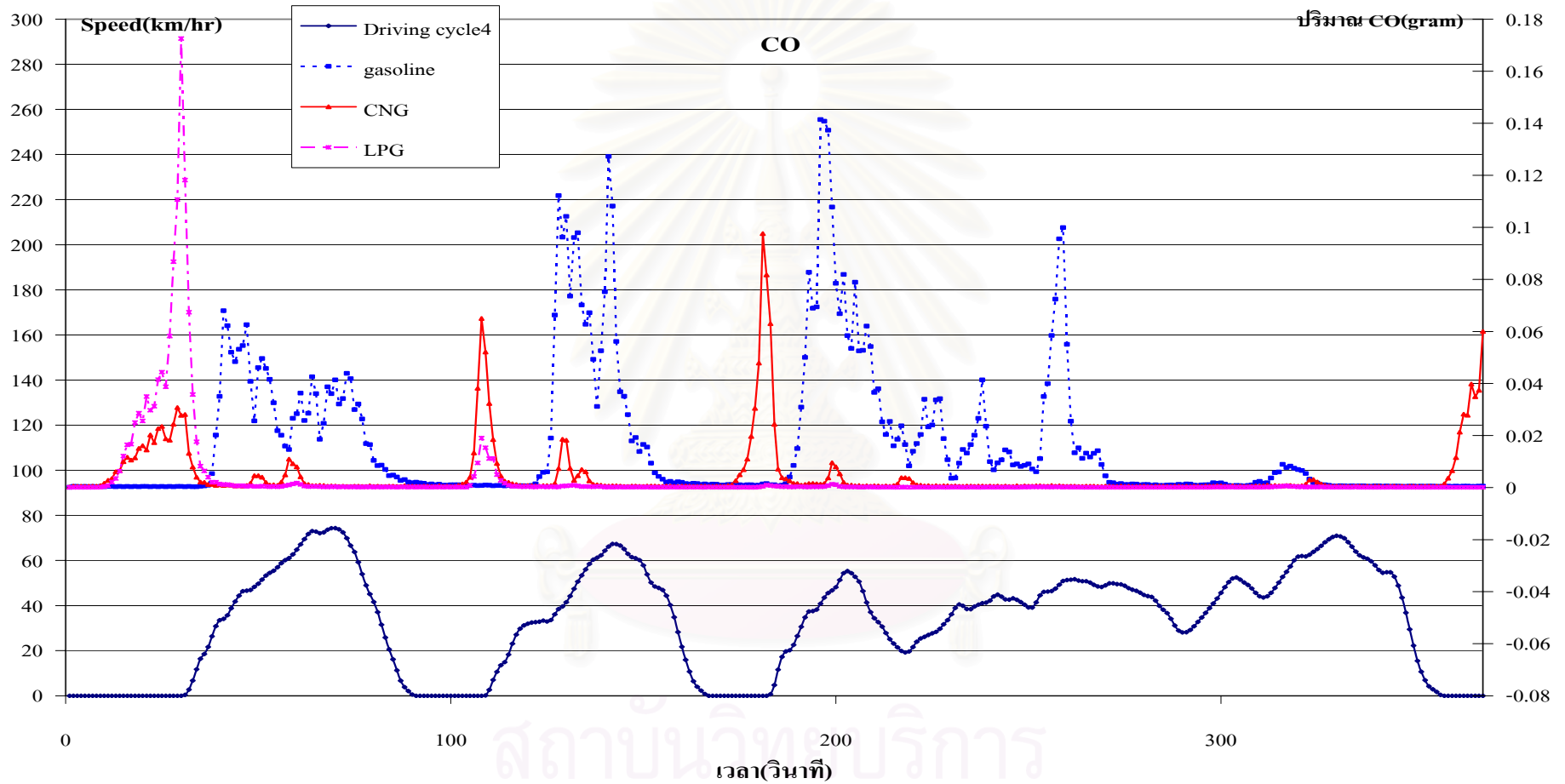




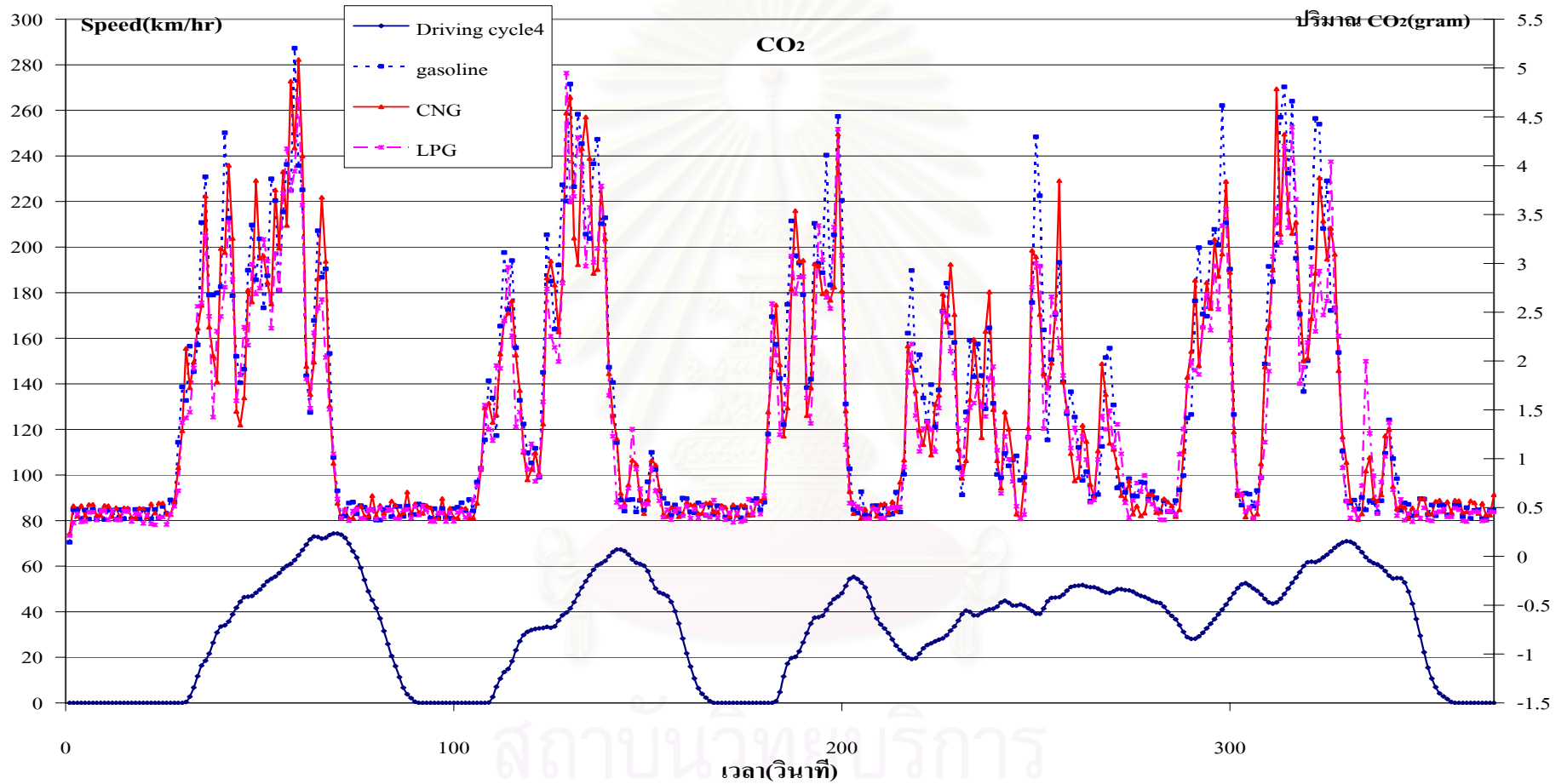
รูปที่ ค-67 แสดงกราฟการเปรียบเทียบมลพิษ  $C_3H_8$  ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 4 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า



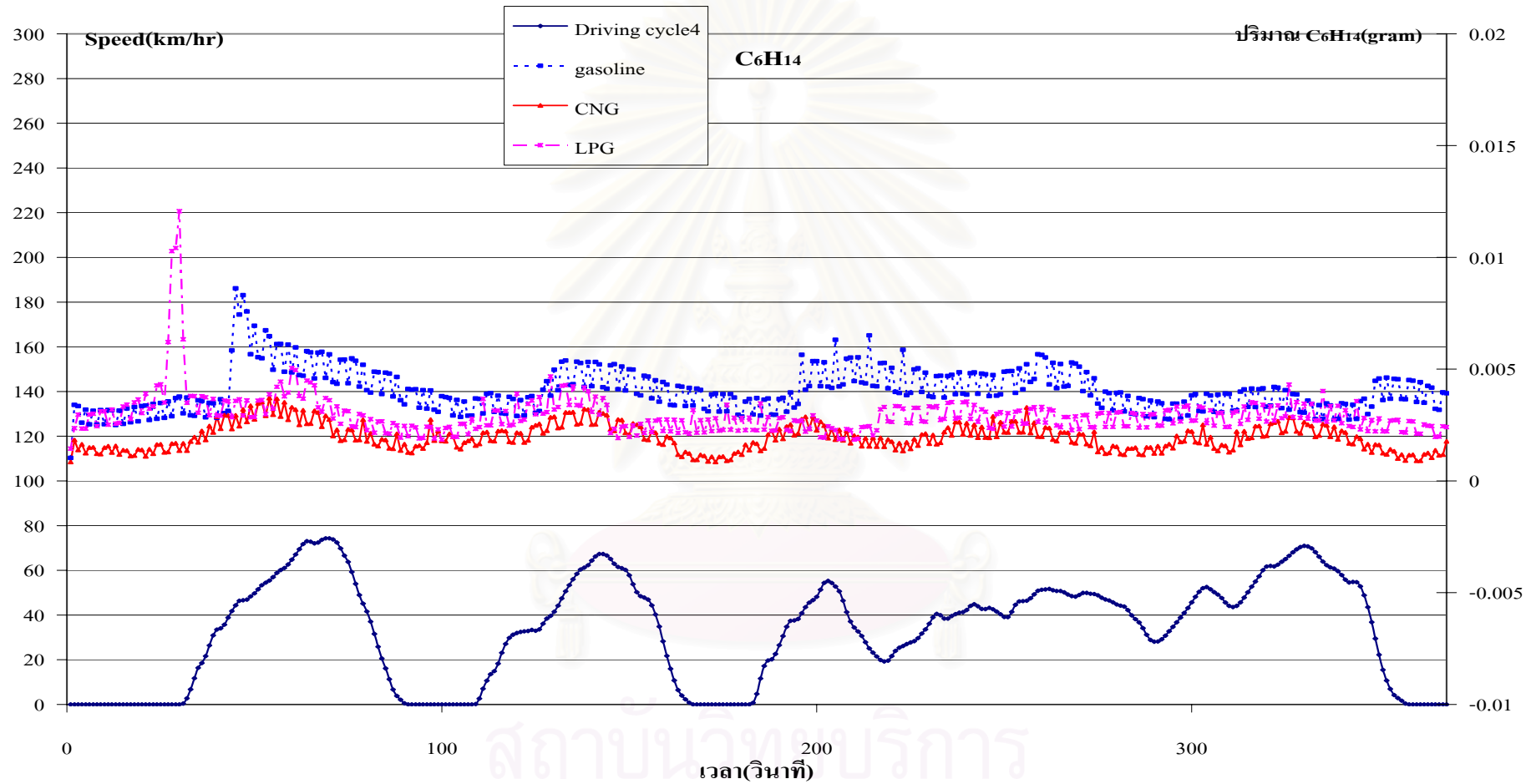
รูปที่ ค-68 แสดงกราฟการเปรียบเทียบมลพิษ NOx ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 4 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า



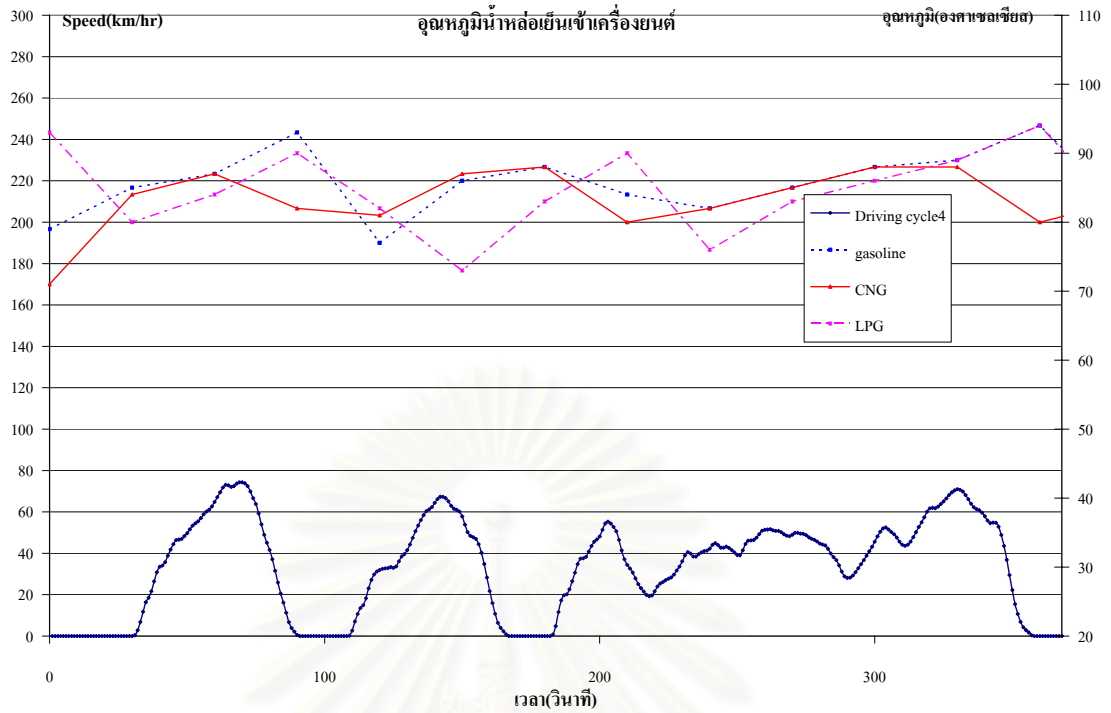
รูปที่ ค-69 แสดงกราฟการเปรียบเทียบมลพิษ CO ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 4 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงเท่า



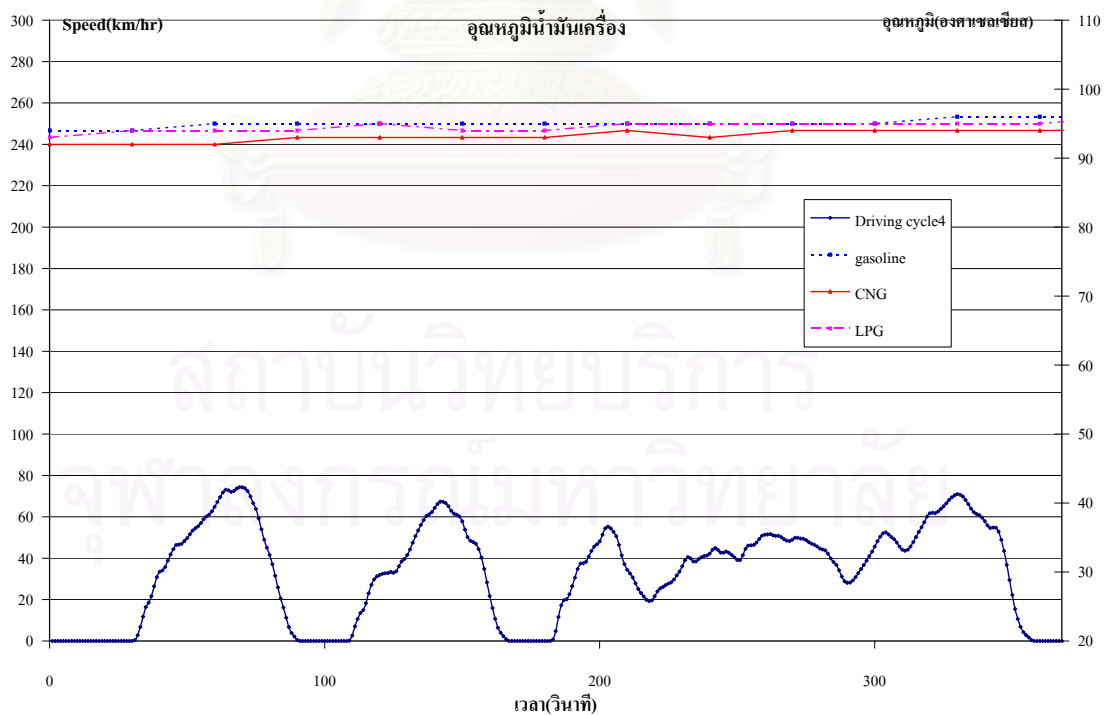
รูปที่ ค-70 แสดงกราฟการเปรียบเทียบมลพิษ CO<sub>2</sub> ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 4 โดยใช้ก๊าซอั้งอิงเก่า



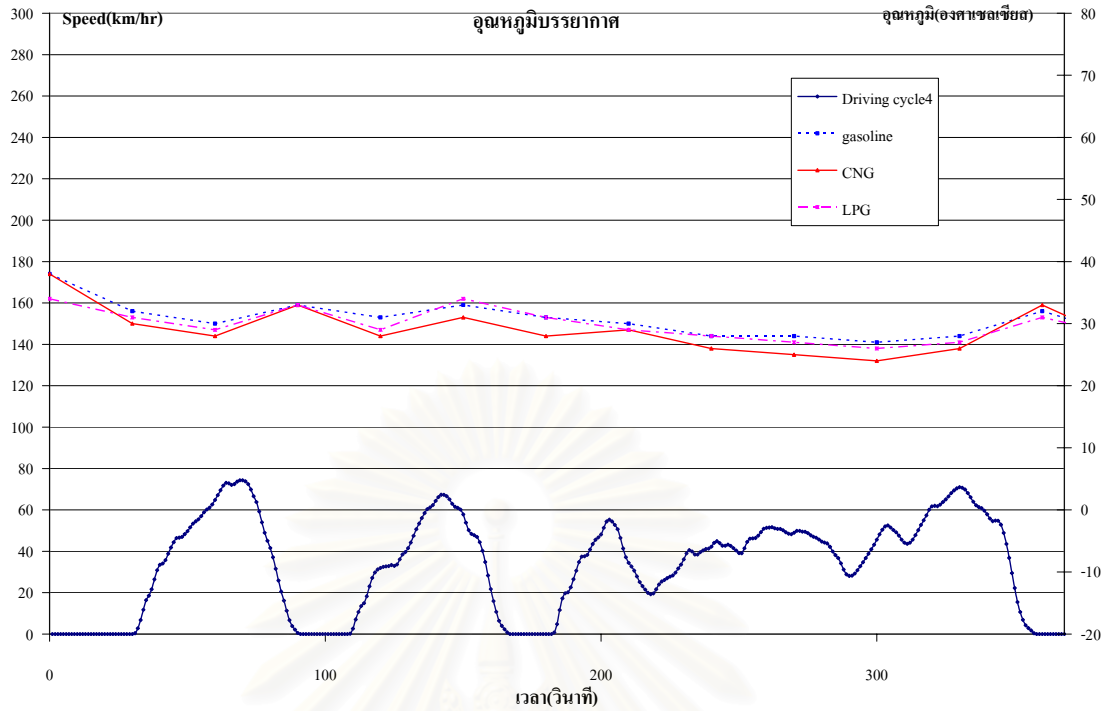
รูปที่ ค-71 แสดงกราฟการเปรียบเทียบมลพิษ  $C_6H_{14}$  ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 4 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า



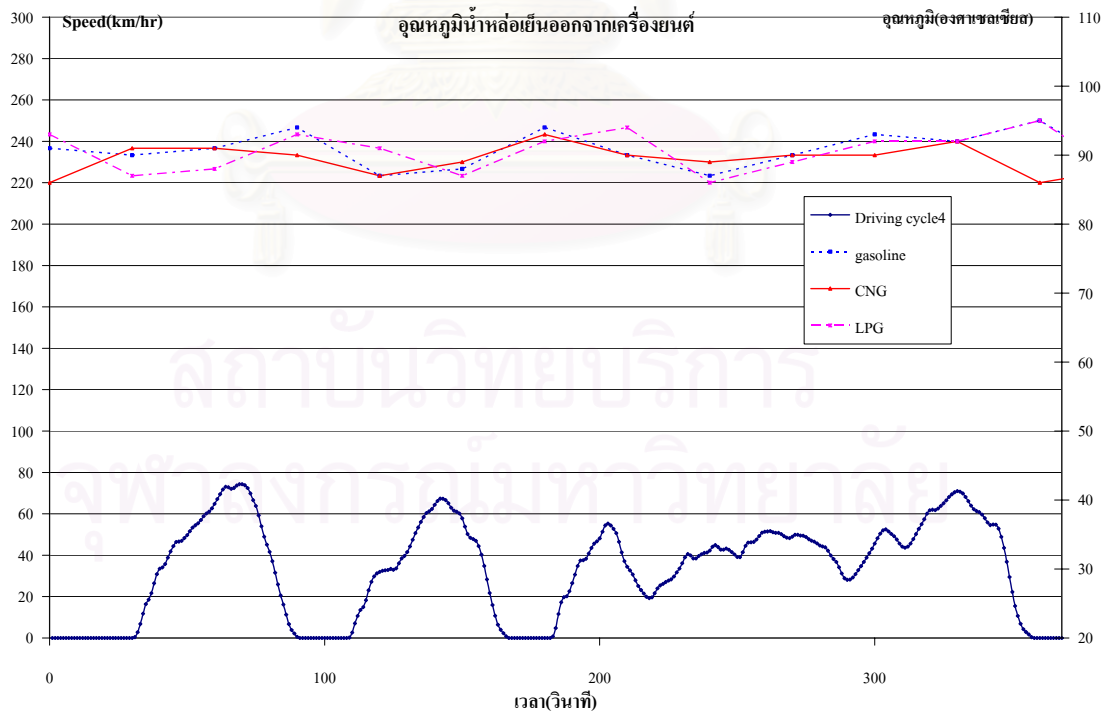
รูปที่ ค-72 แสดงกราฟเปรียบเทียบอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นเข้าเครื่องยนต์ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 4 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า



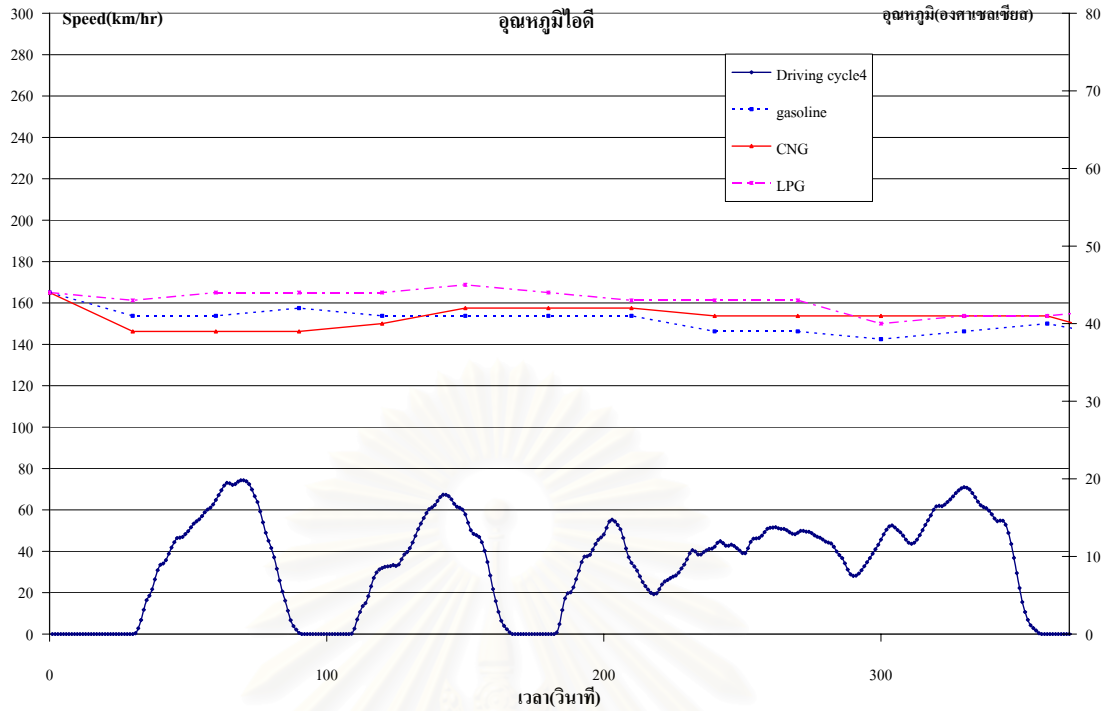
รูปที่ ค-73 แสดงกราฟเปรียบเทียบอุณหภูมิน้ำมันเครื่องของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 4 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า



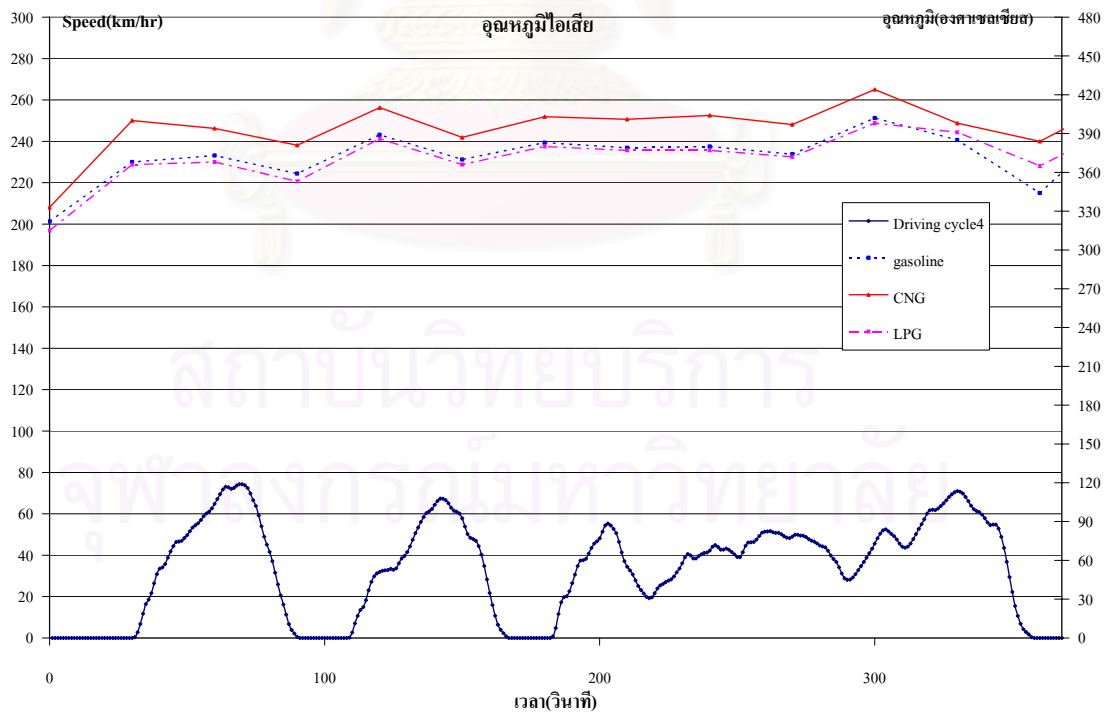
รูปที่ ค-74 แสดงกราฟเปรียบเทียบอุณหภูมิบรรยากาศของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 4 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า



รูปที่ ค-75 แสดงกราฟเปรียบเทียบอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นออกจากเครื่องยนต์ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 4 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า

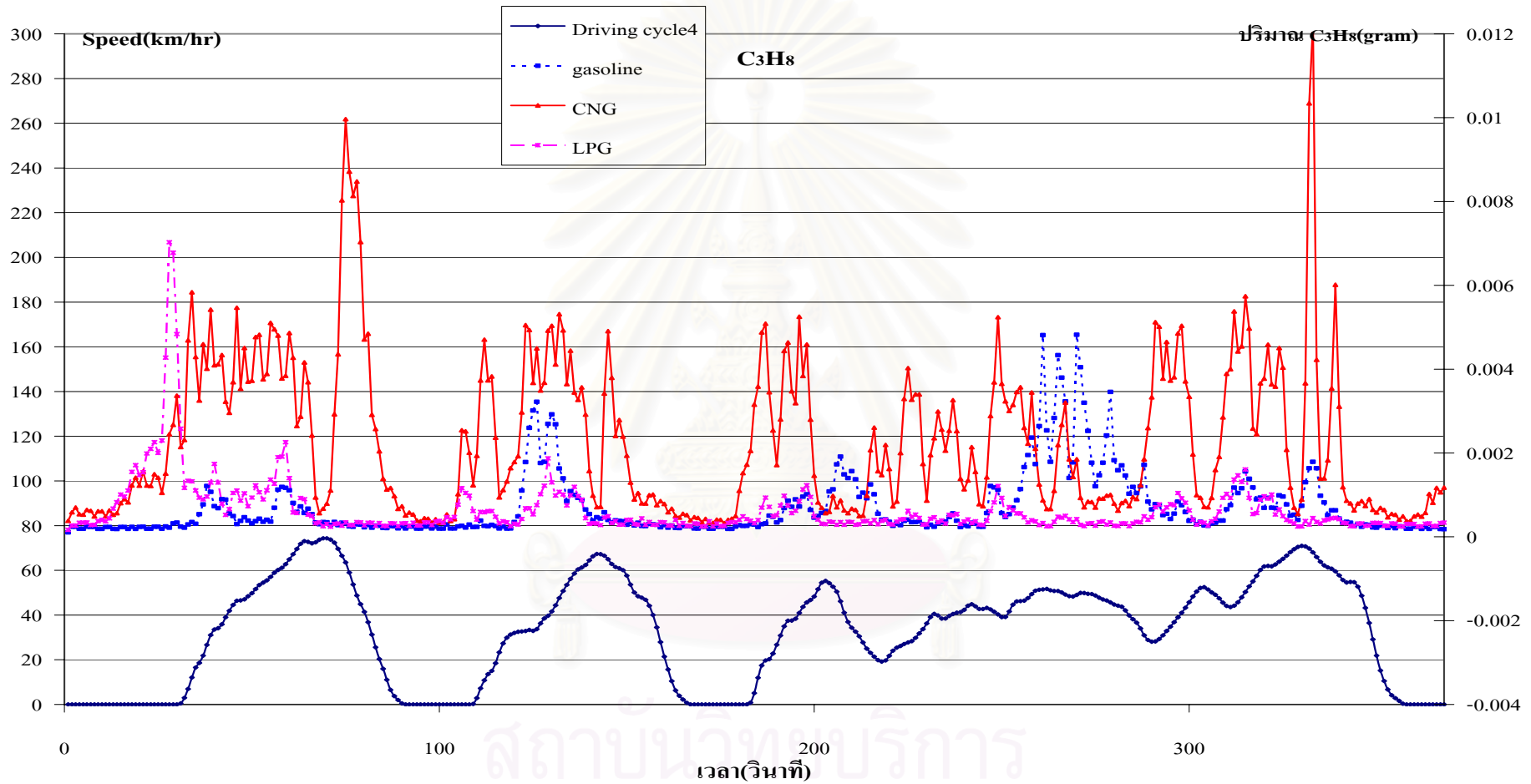


รูปที่ ค-76 แสดงกราฟเปรียบเทียบอุณหภูมิไอดีของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 4 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า

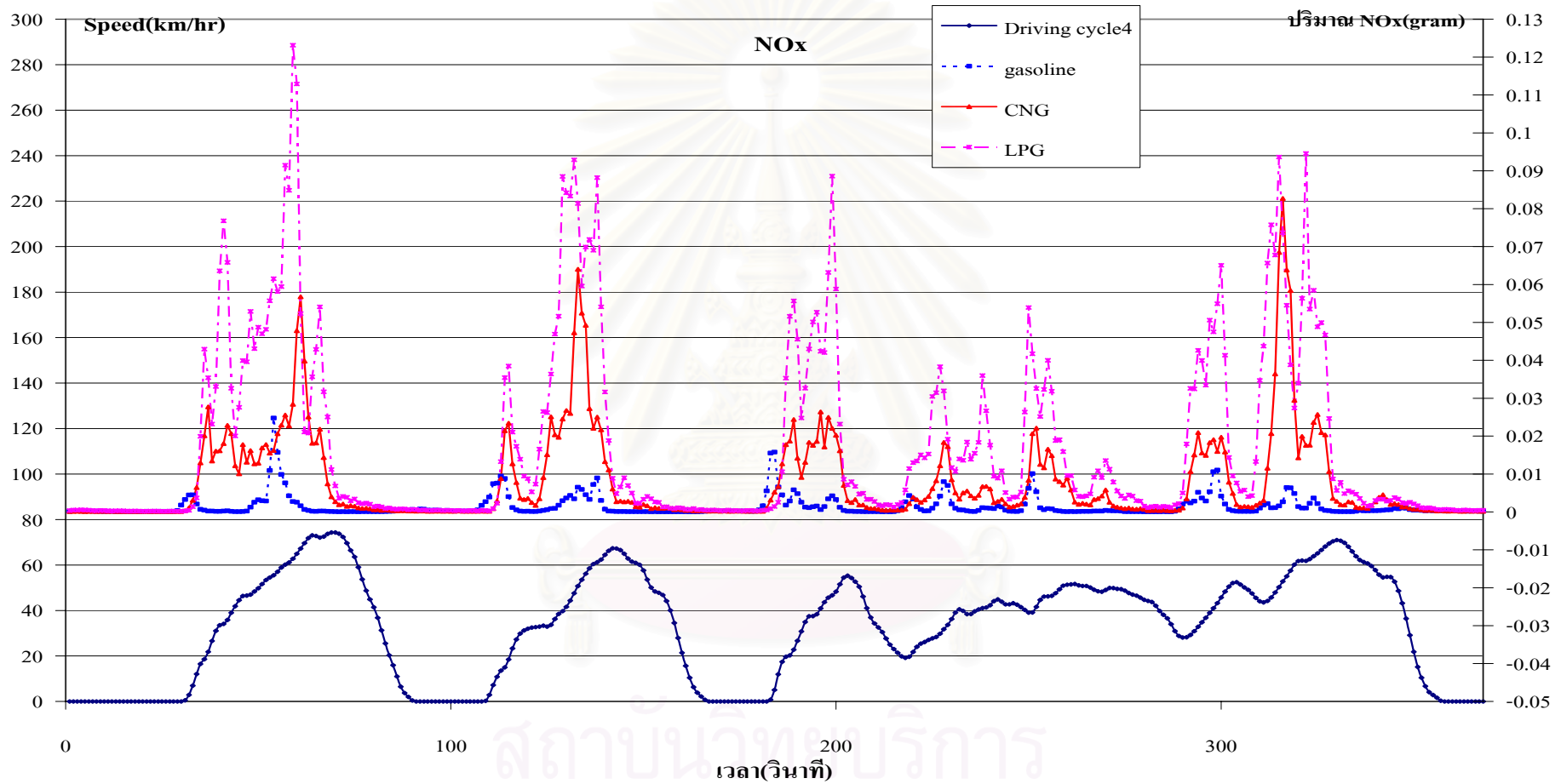


รูปที่ ค-77 แสดงกราฟเปรียบเทียบอุณหภูมิไอเสียของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 4 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า

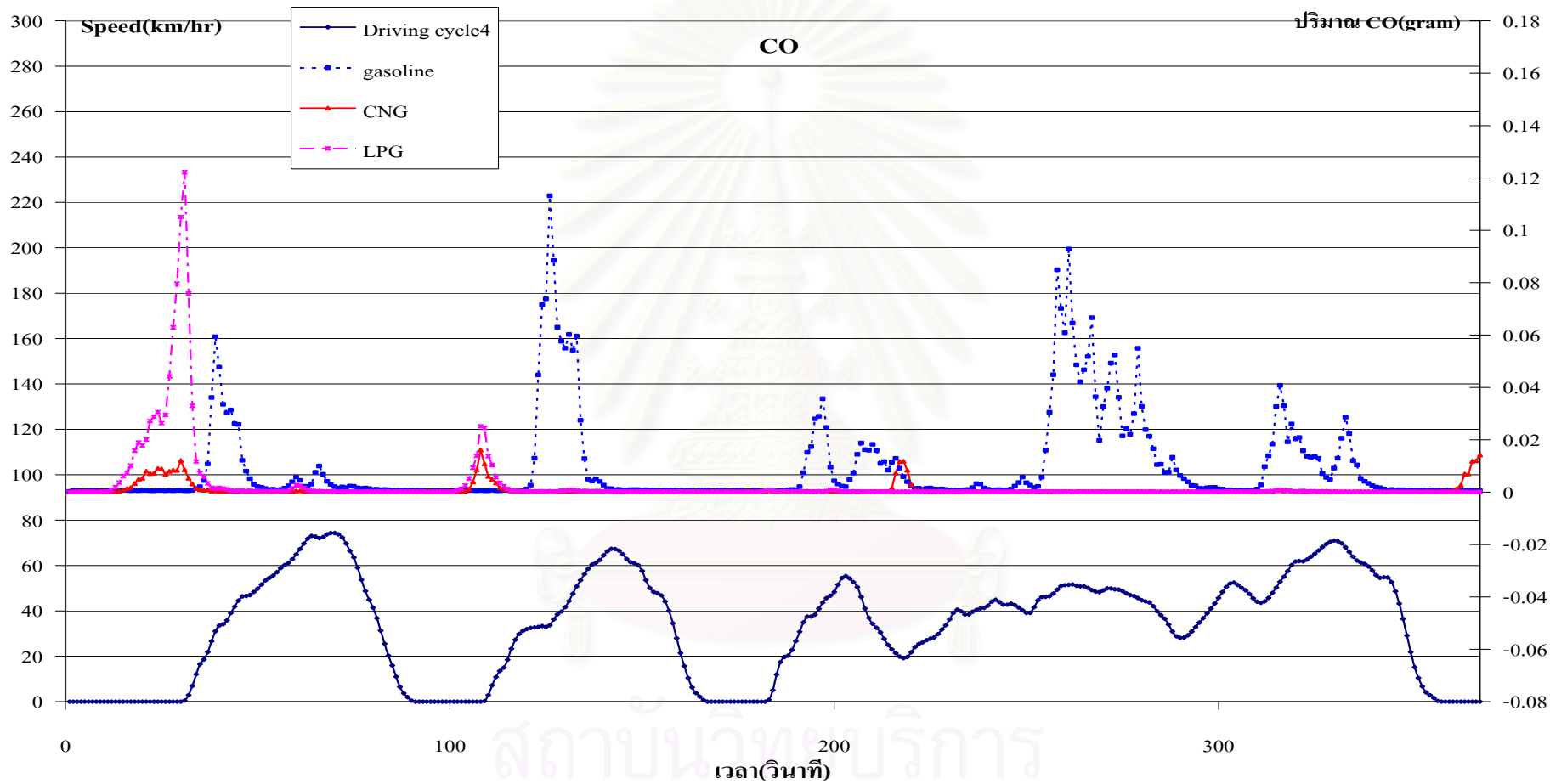




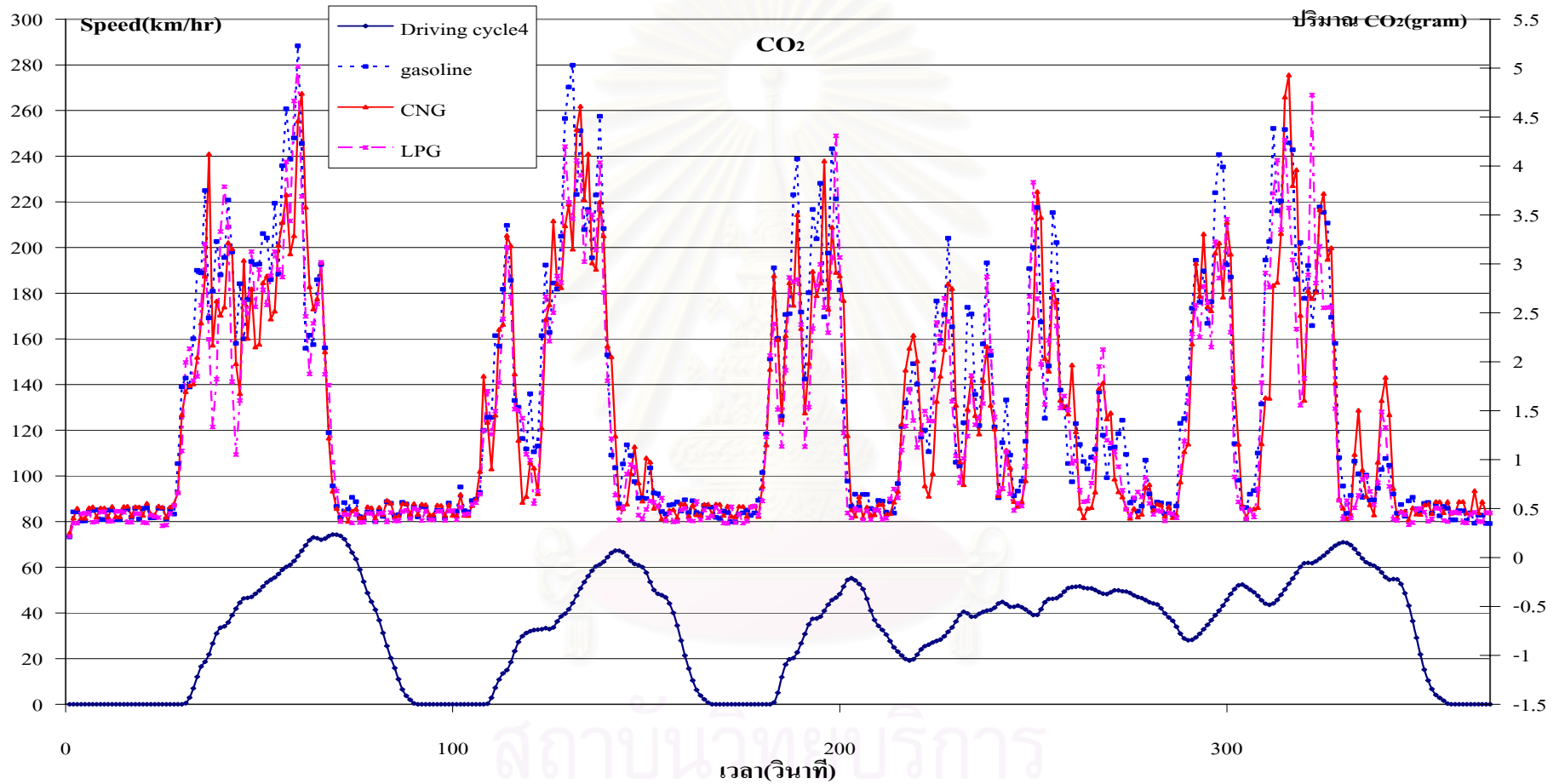
รูปที่ ค-78 แสดงกราฟการเปรียบเทียบมลพิษ C<sub>3</sub>H<sub>8</sub> ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 4 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่



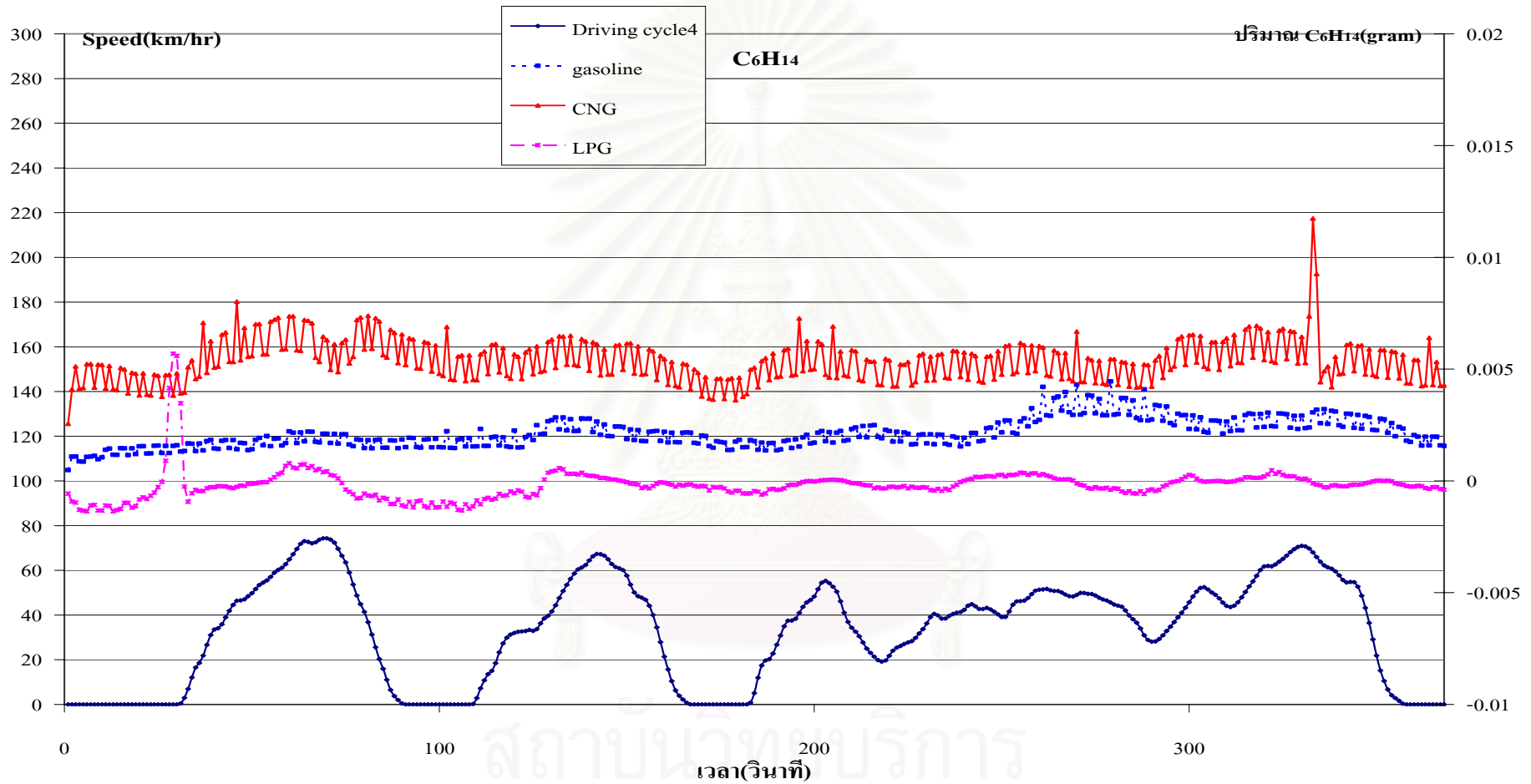
รูปที่ ค-79 แสดงกราฟการเปรียบเทียบมลพิษ NOx ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 4 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่



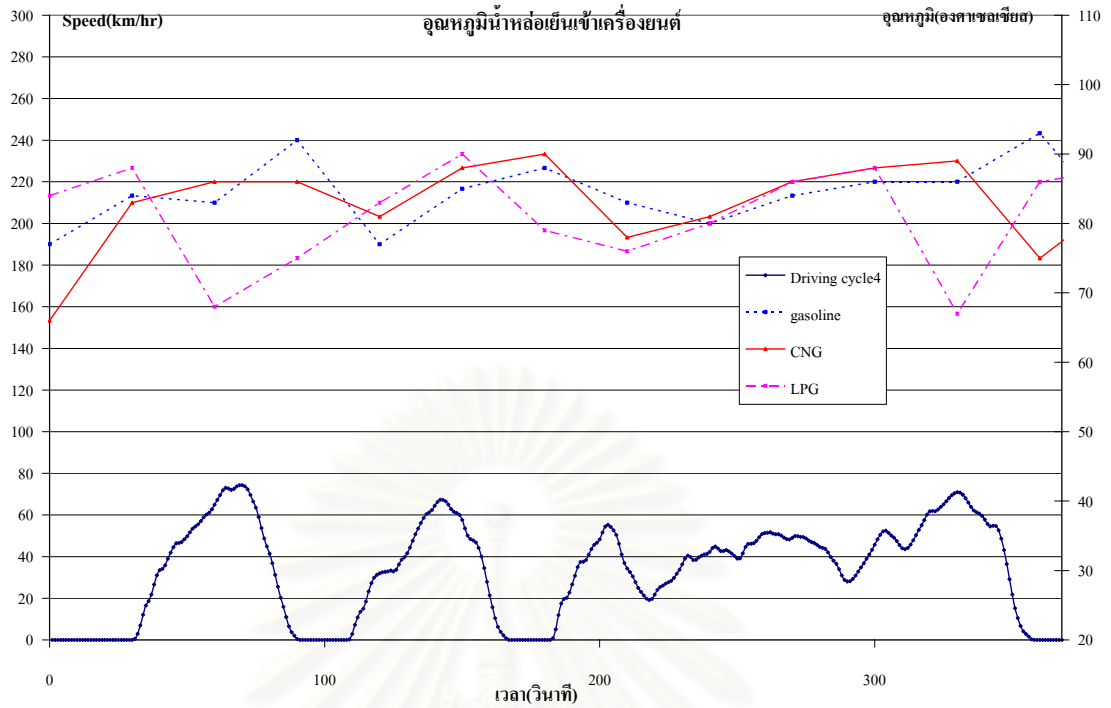
รูปที่ ค-80 แสดงกราฟการเปรียบเทียบมลพิษ CO ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 4 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่



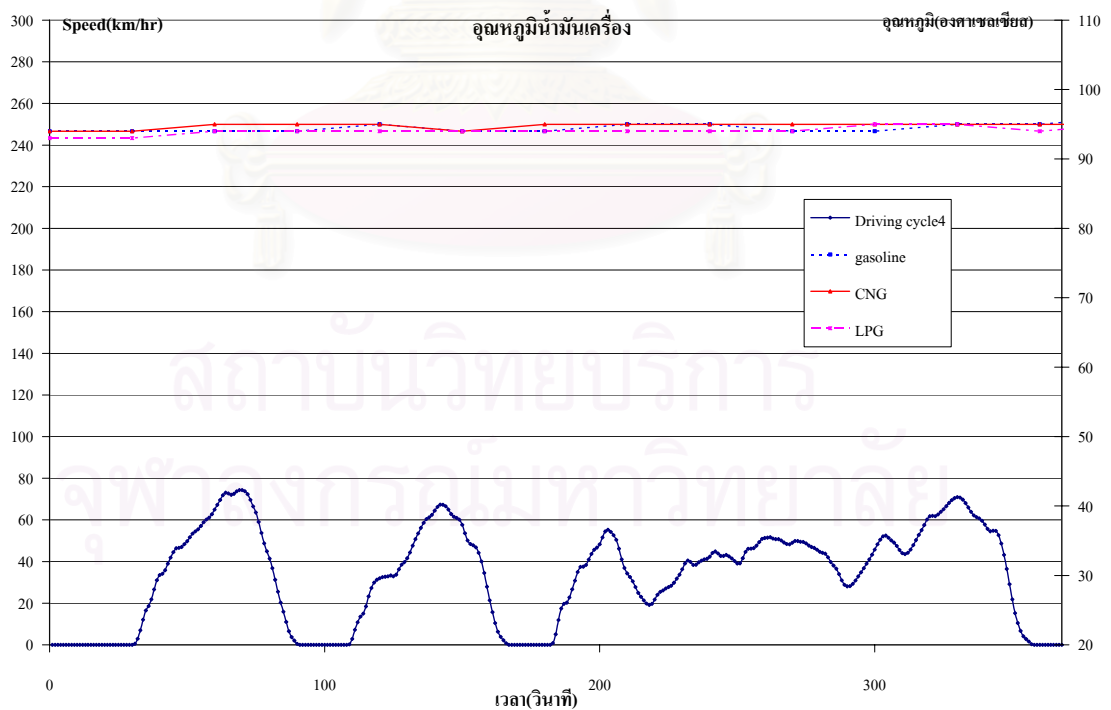
รูปที่ ค-81 แสดงกราฟการเปรียบเทียบมลพิษ CO<sub>2</sub> ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 4 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่



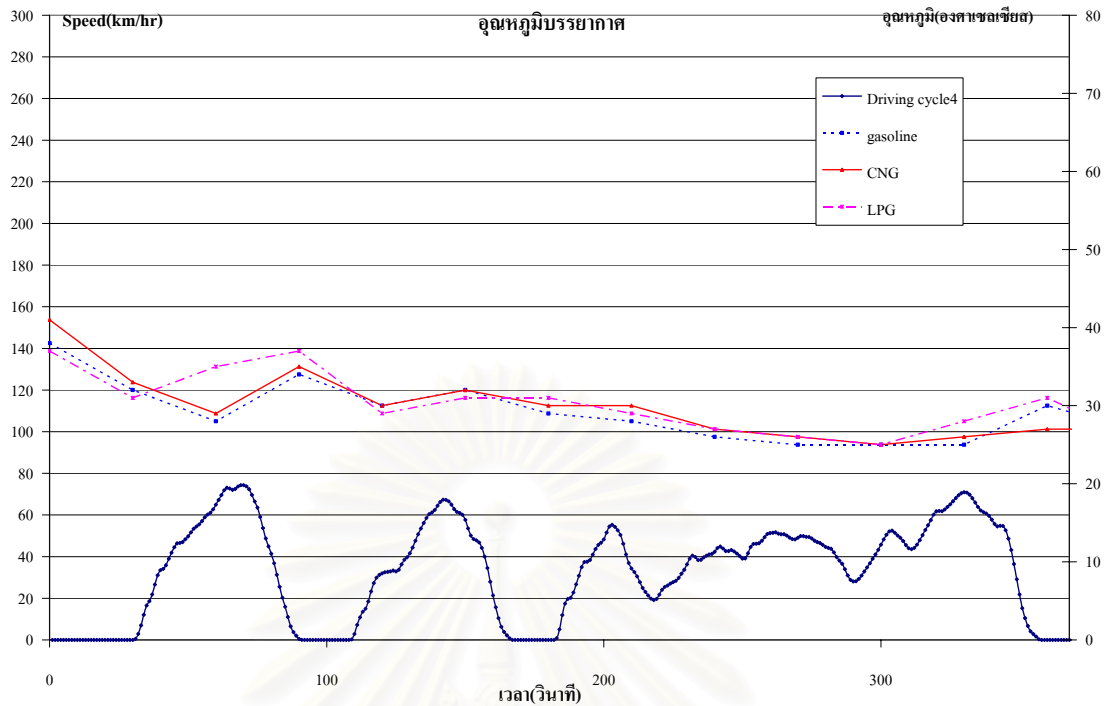
รูปที่ ค-82 แสดงกราฟการเปรียบเทียบมลพิษ C<sub>6</sub>H<sub>14</sub> ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 4 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่



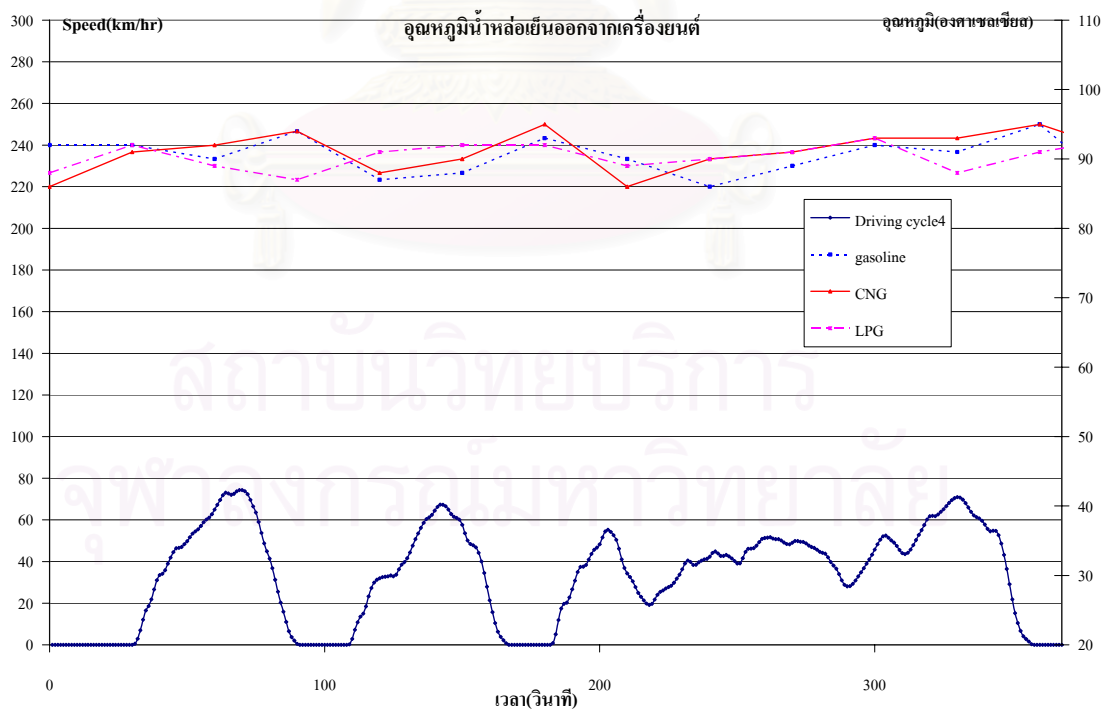
รูปที่ ค-83 แสดงกราฟเปรียบเทียบอุณหภูมิ น้ำหล่อเย็นเข้าเครื่องยนต์ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 4 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่



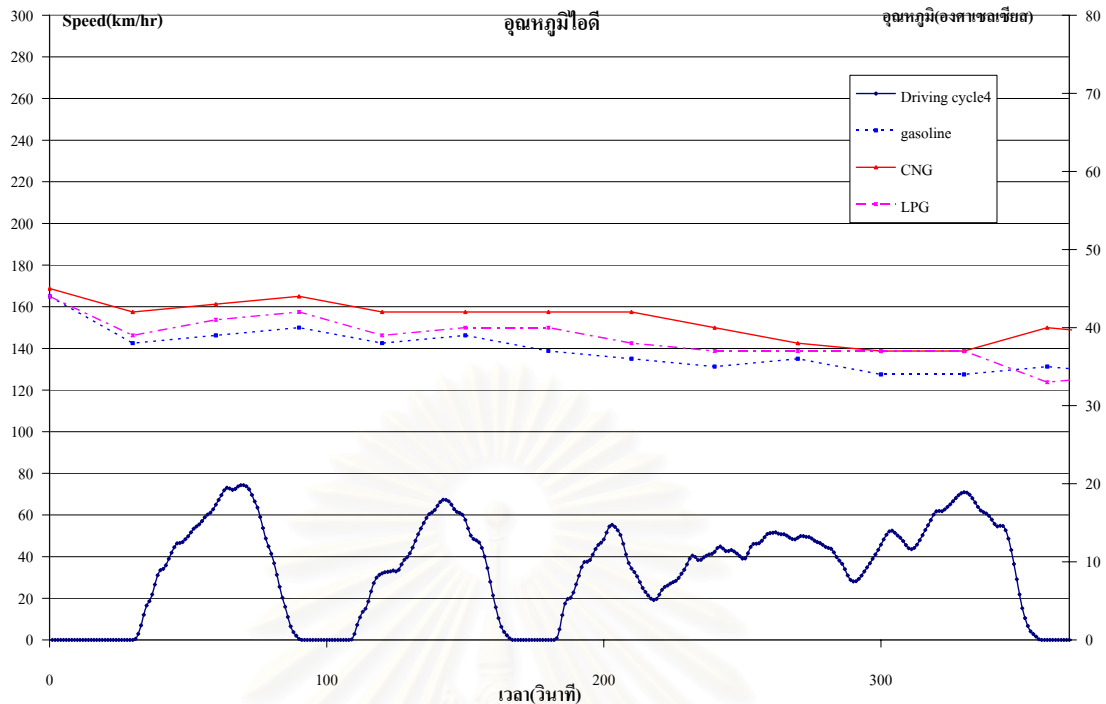
รูปที่ ค-84 แสดงกราฟเปรียบเทียบอุณหภูมิ น้ำมันเครื่องของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 4 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่



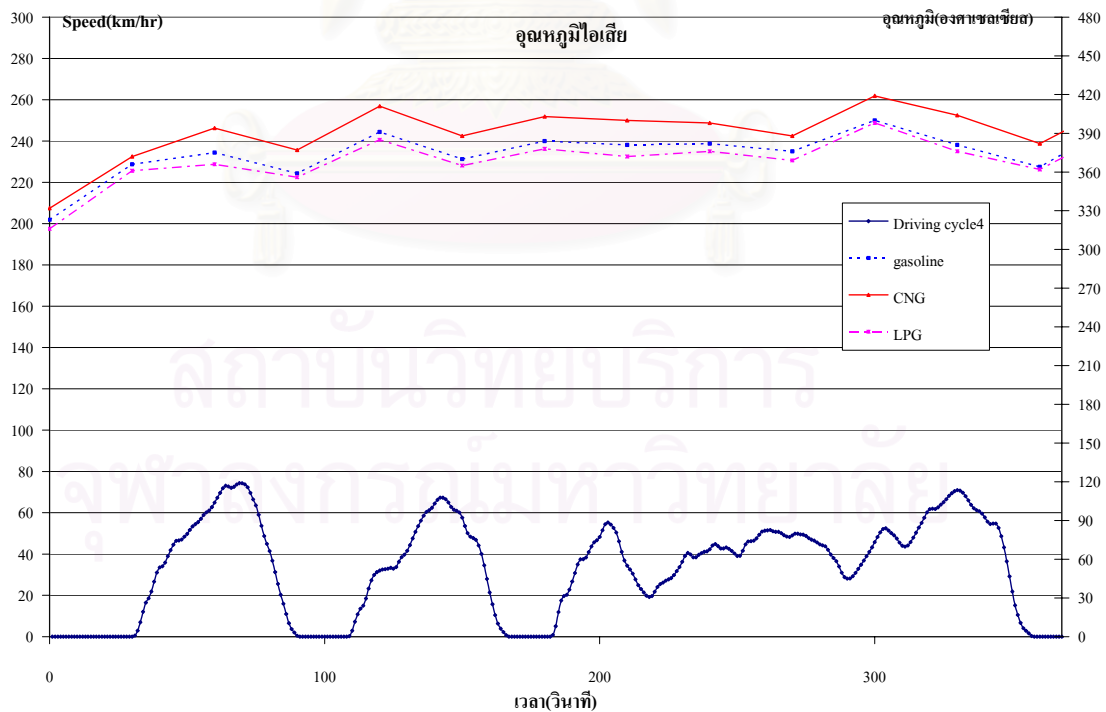
รูปที่ ค-85 แสดงกราฟเปรียบเทียบอุณหภูมิบรรยากาศของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 4 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่



รูปที่ ค-86 แสดงกราฟเปรียบเทียบอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นออกจากเครื่องยนต์ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 4 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่

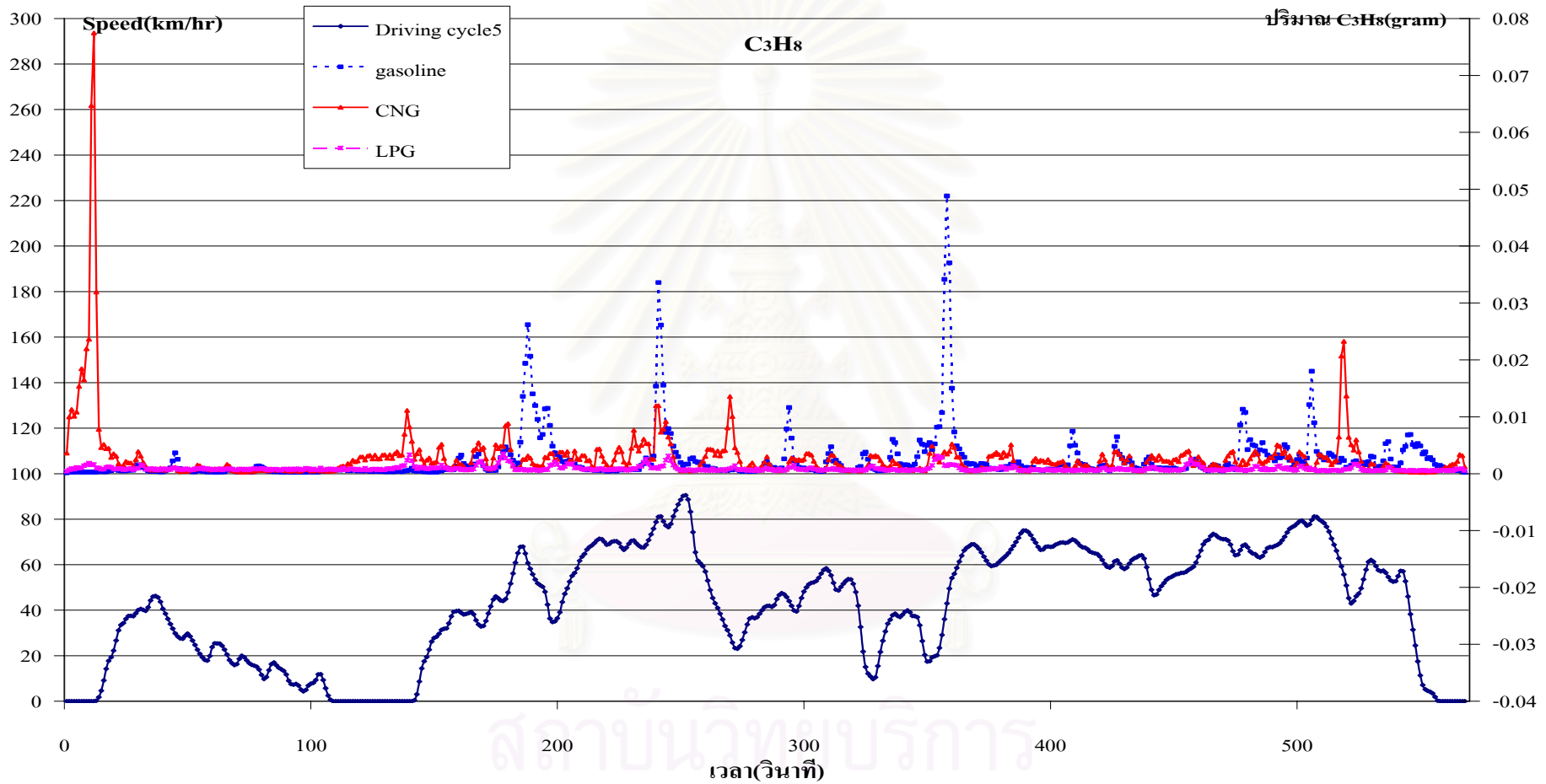


รูปที่ ค-87 แสดงกราฟเปรียบเทียบอุณหภูมิไอคี่ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 4 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่

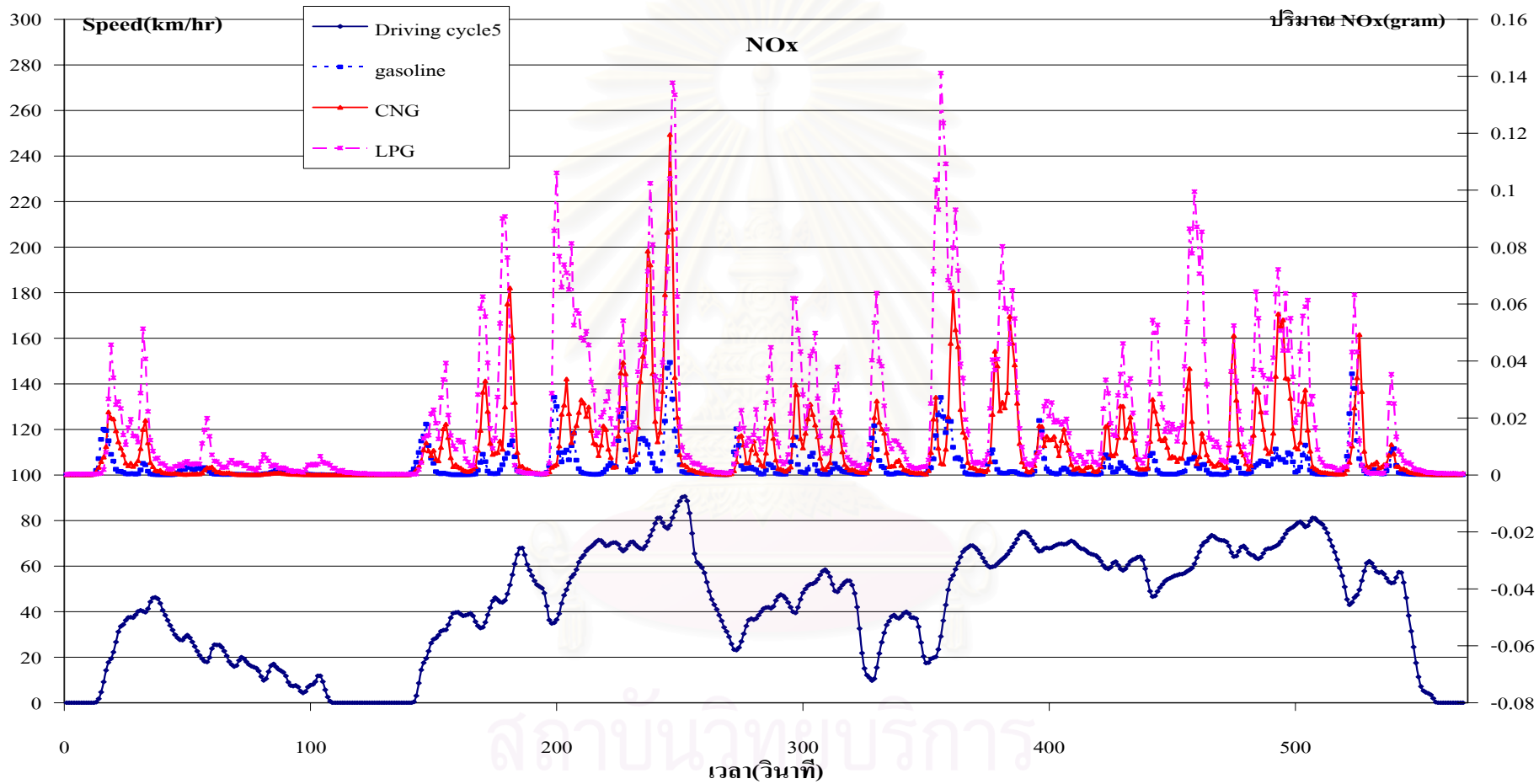


รูปที่ ค-88 แสดงกราฟเปรียบเทียบอุณหภูมิไอเสี่ยของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 4 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่

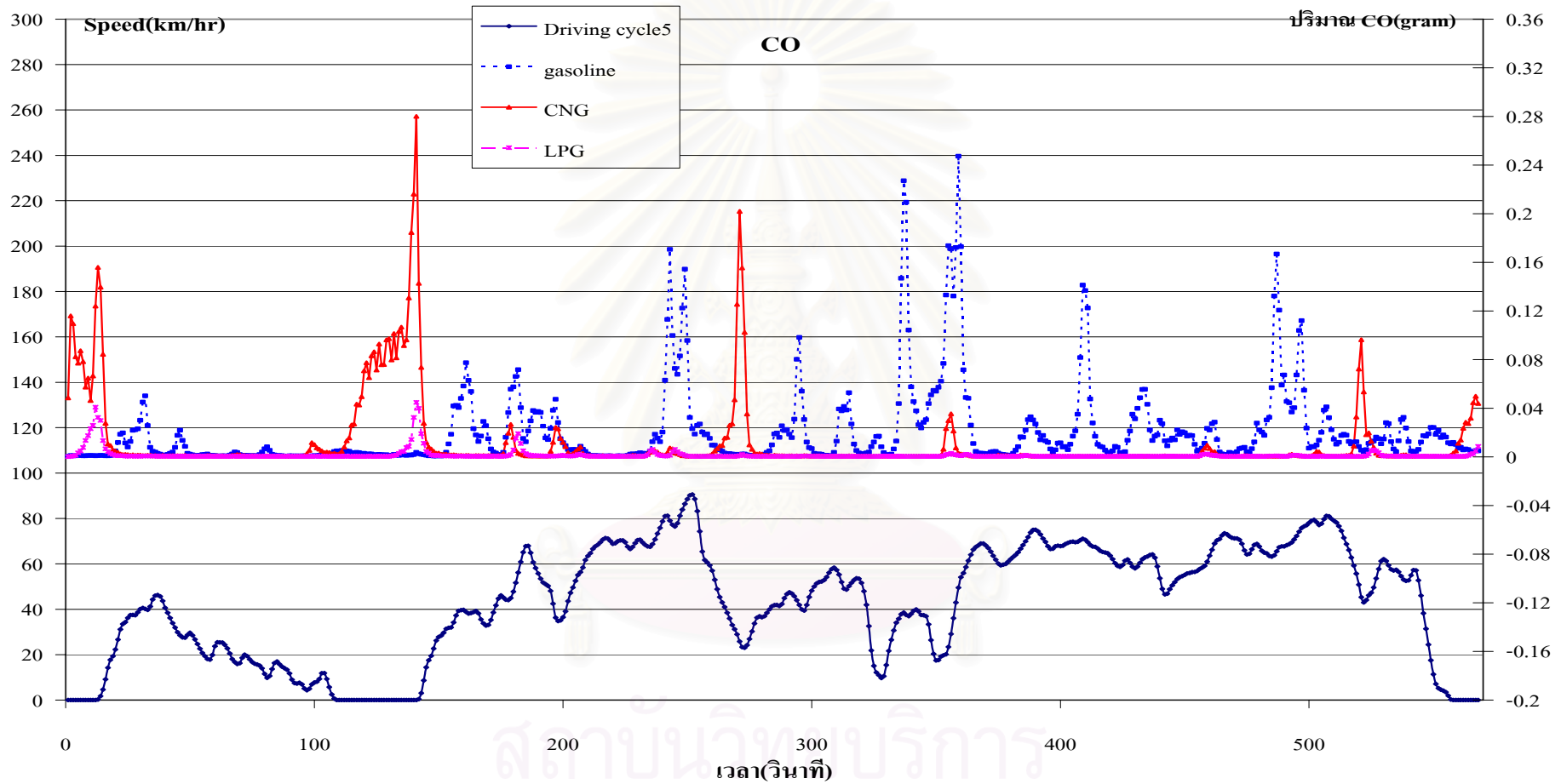




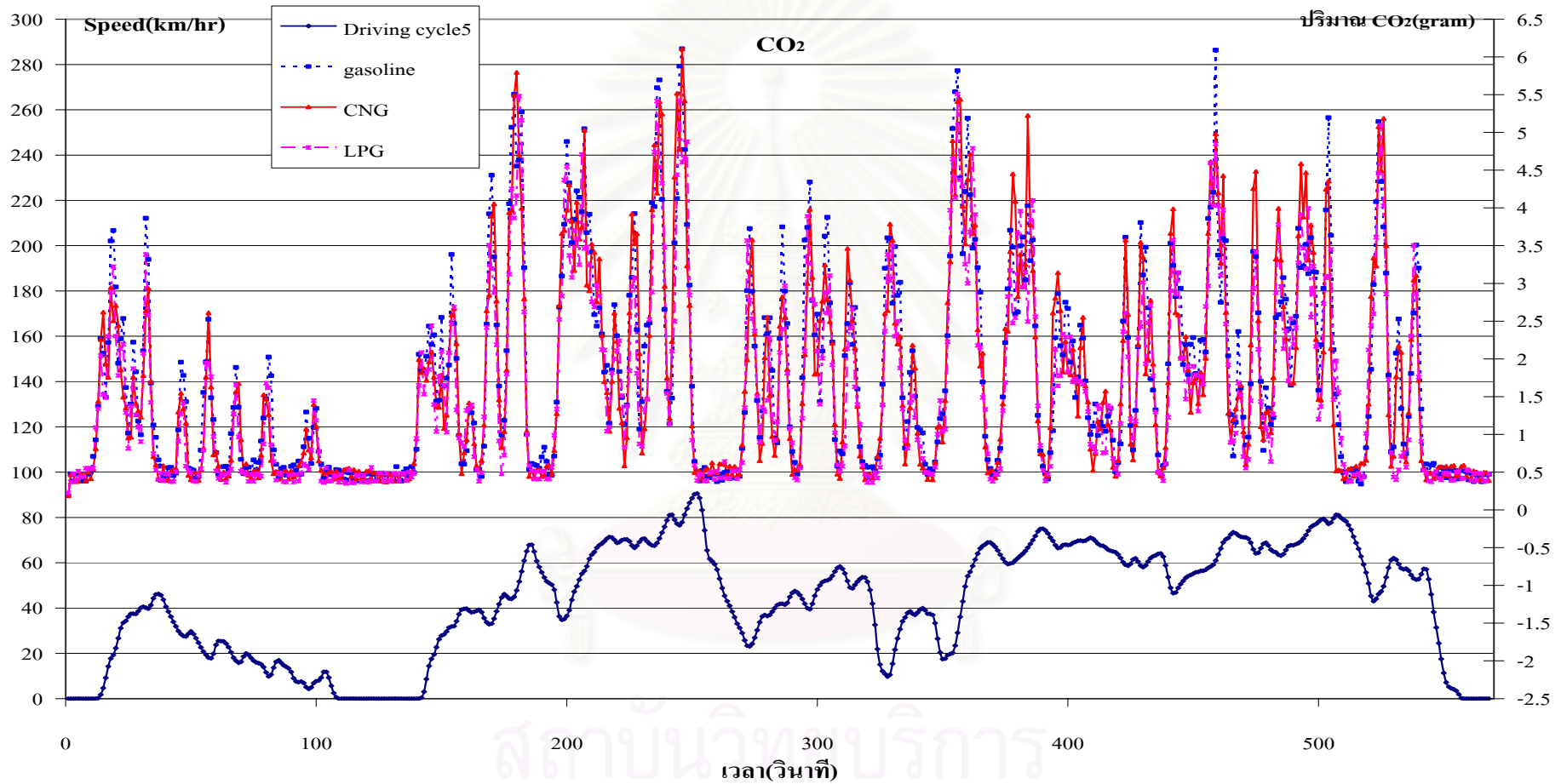
รูปที่ ค-89 แสดงกราฟการเปรียบเทียบมลพิษ C<sub>3</sub>H<sub>8</sub> ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 5 โดยใช้ก๊าซอ้างอิง



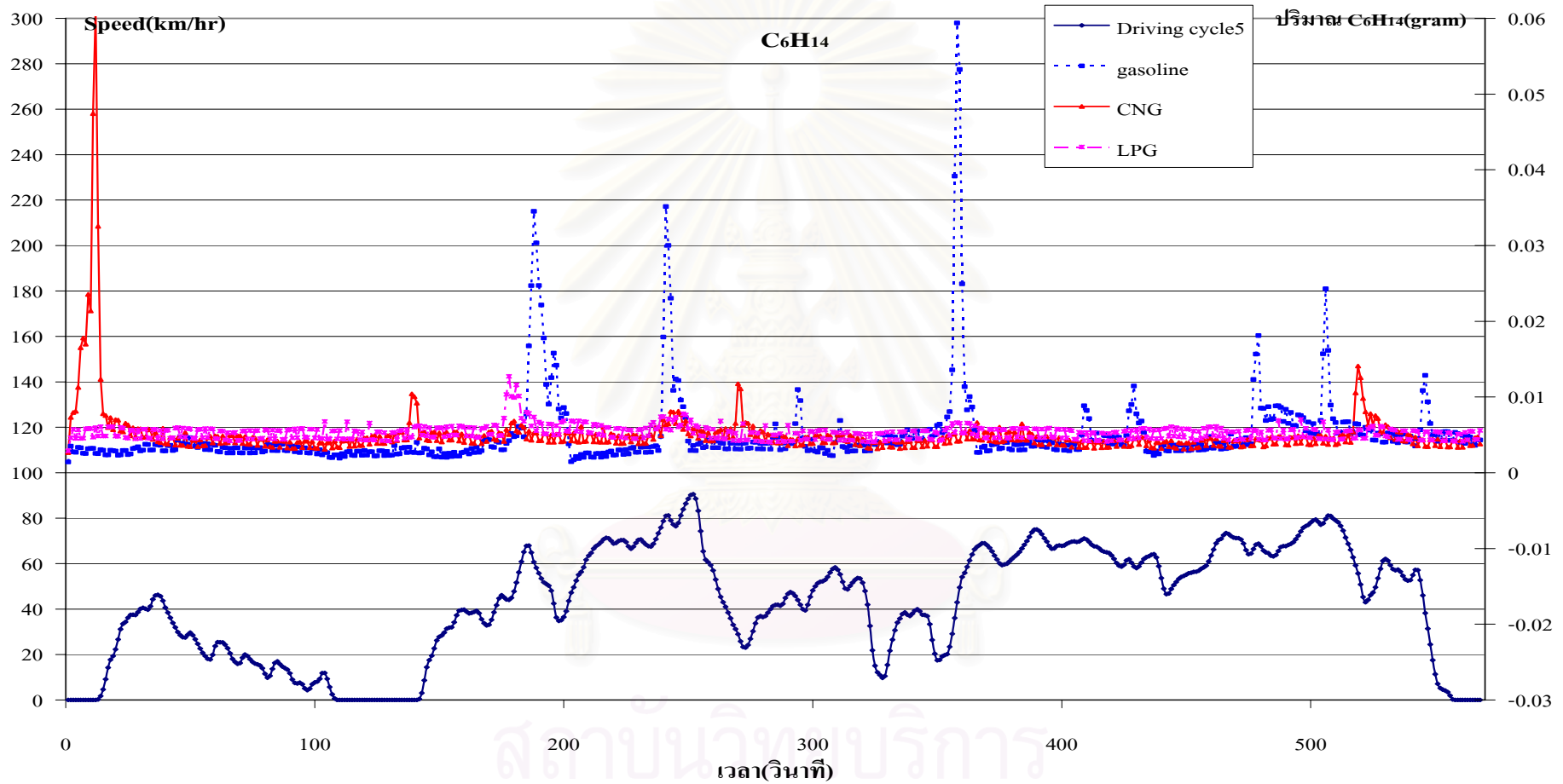
รูปที่ ค-90 แสดงกราฟการเปรียบเทียบมลพิษ NOx ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 5 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงค่า



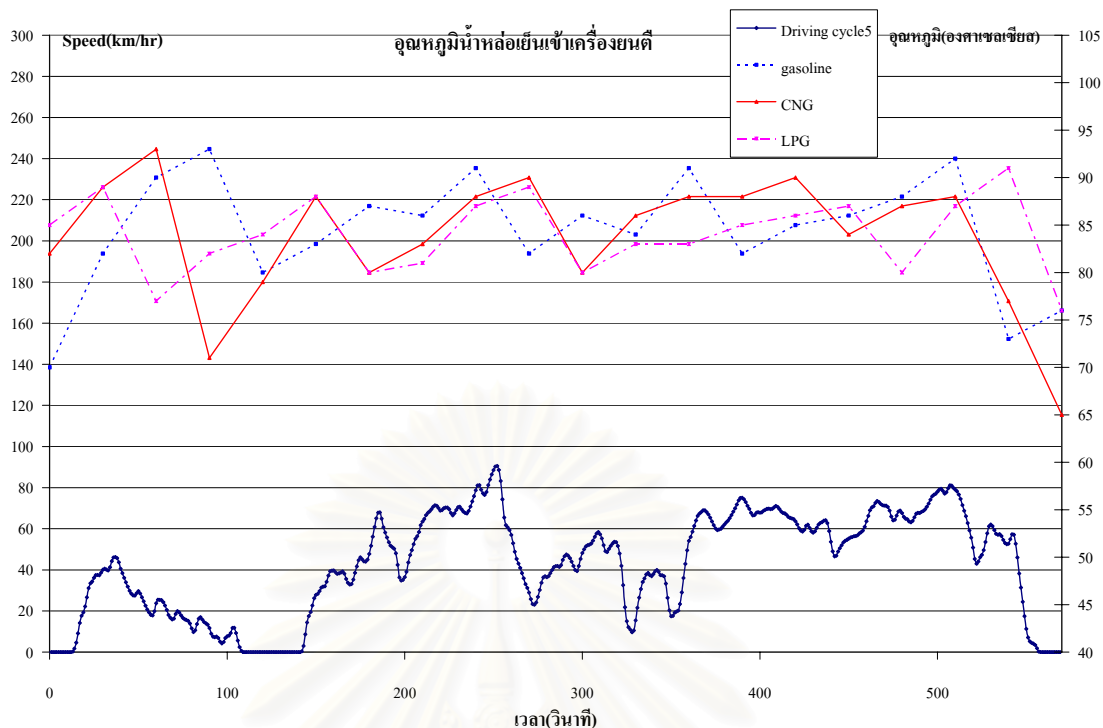
รูปที่ ค-91 แสดงกราฟการเปรียบเทียบมลพิษ CO ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 5 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า



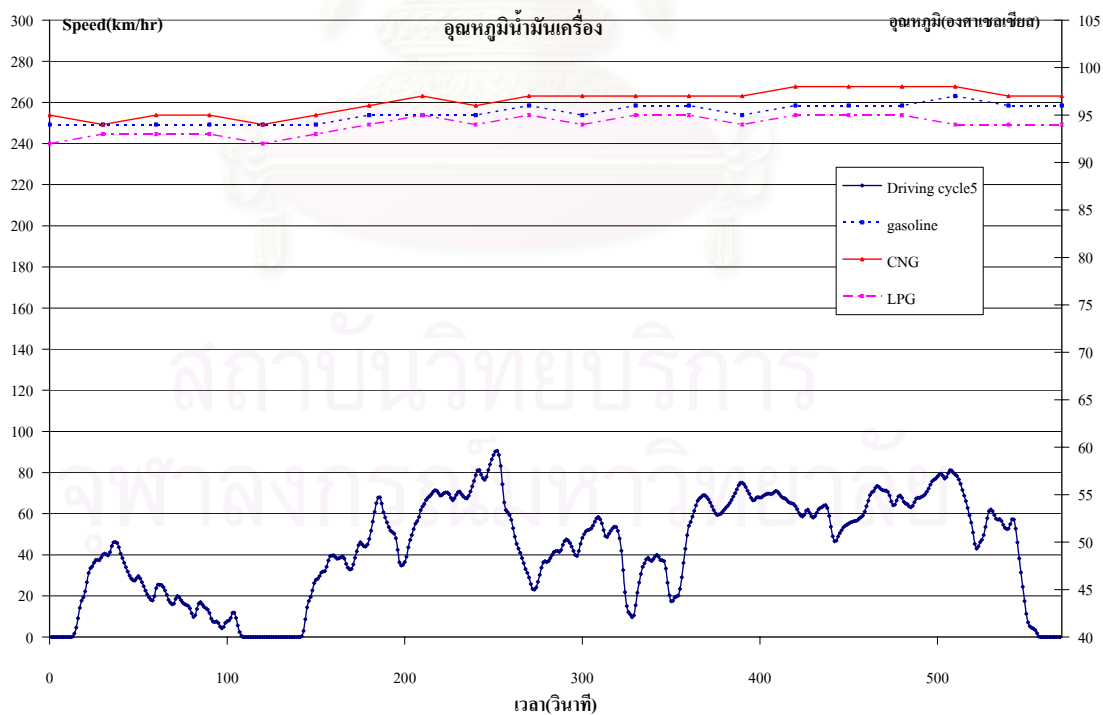
รูปที่ ค-92 แสดงกราฟการเปรียบเทียบมลพิษ CO<sub>2</sub> ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 5 โดยใช้ก๊าซอั้งอิงเก่า



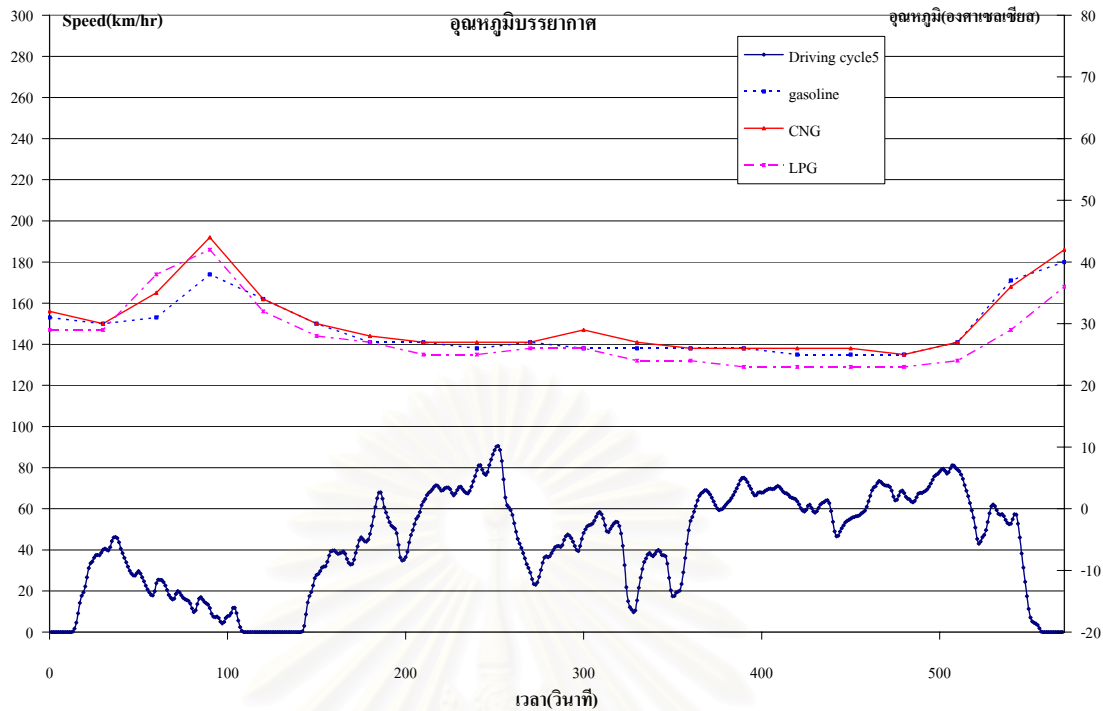
รูปที่ ค-93 แสดงกราฟการเปรียบเทียบมลพิษ C<sub>6</sub>H<sub>14</sub> ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 5 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า



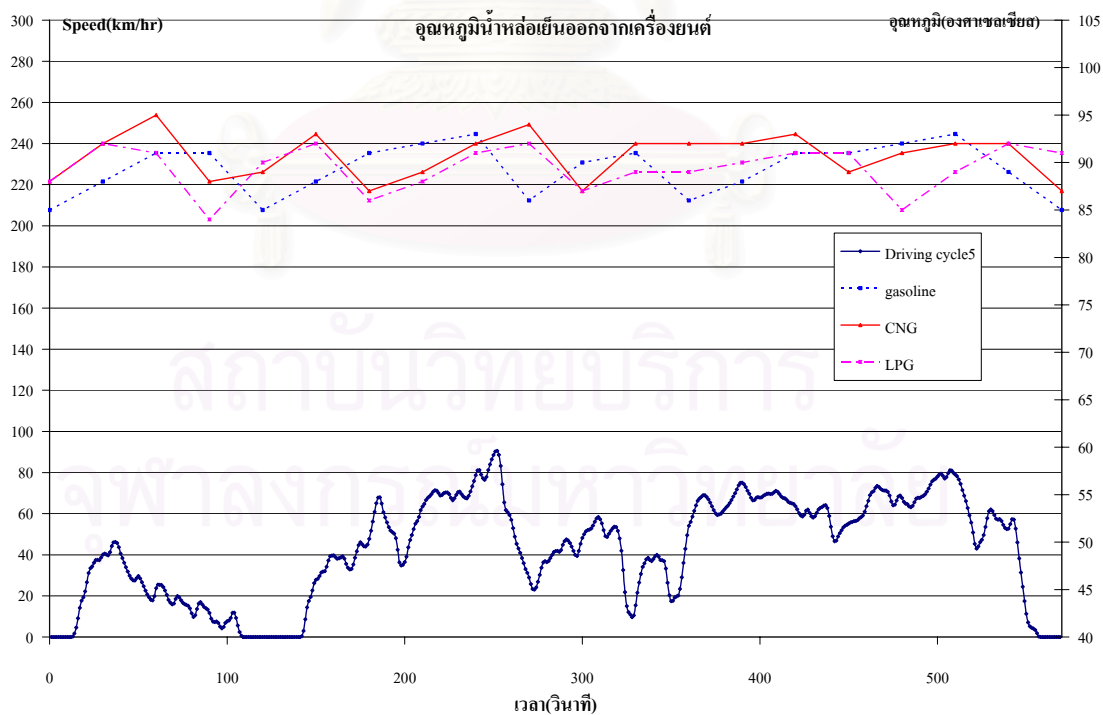
รูปที่ ค-94 แสดงกราฟเปรียบเทียบจุดหมุมน้ำหล่อเย็นเข้าเครื่องยนต์ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 5 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า



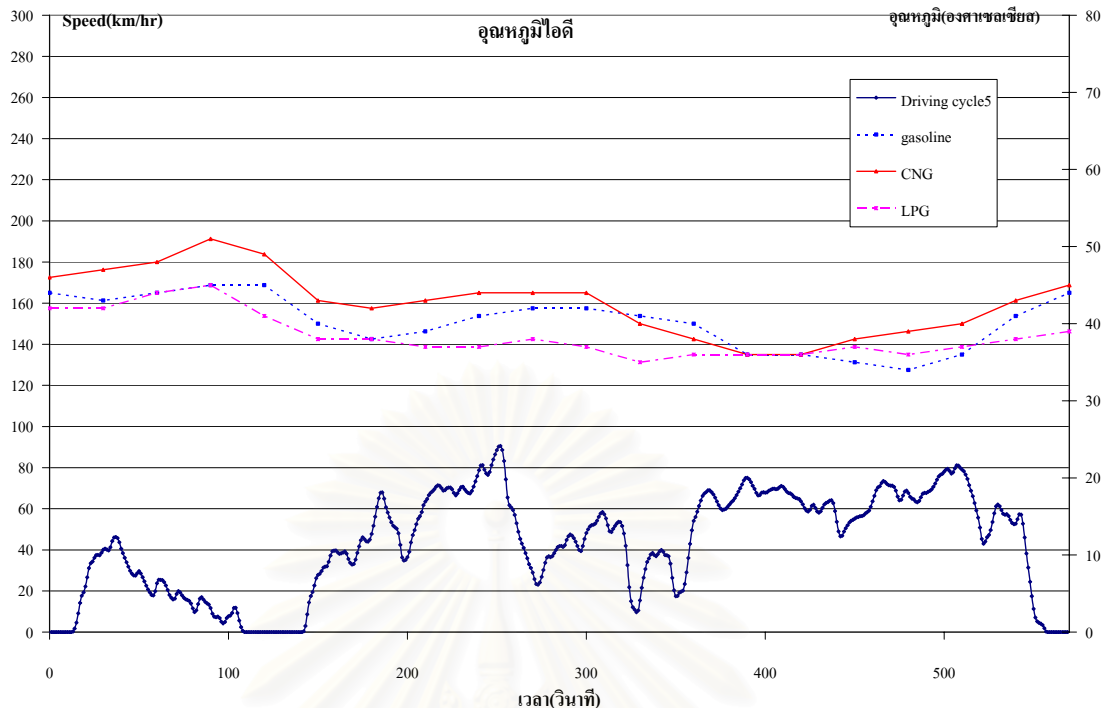
รูปที่ ค-95 แสดงกราฟเปรียบเทียบจุดหมุมน้ำมันเครื่องของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 5 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า



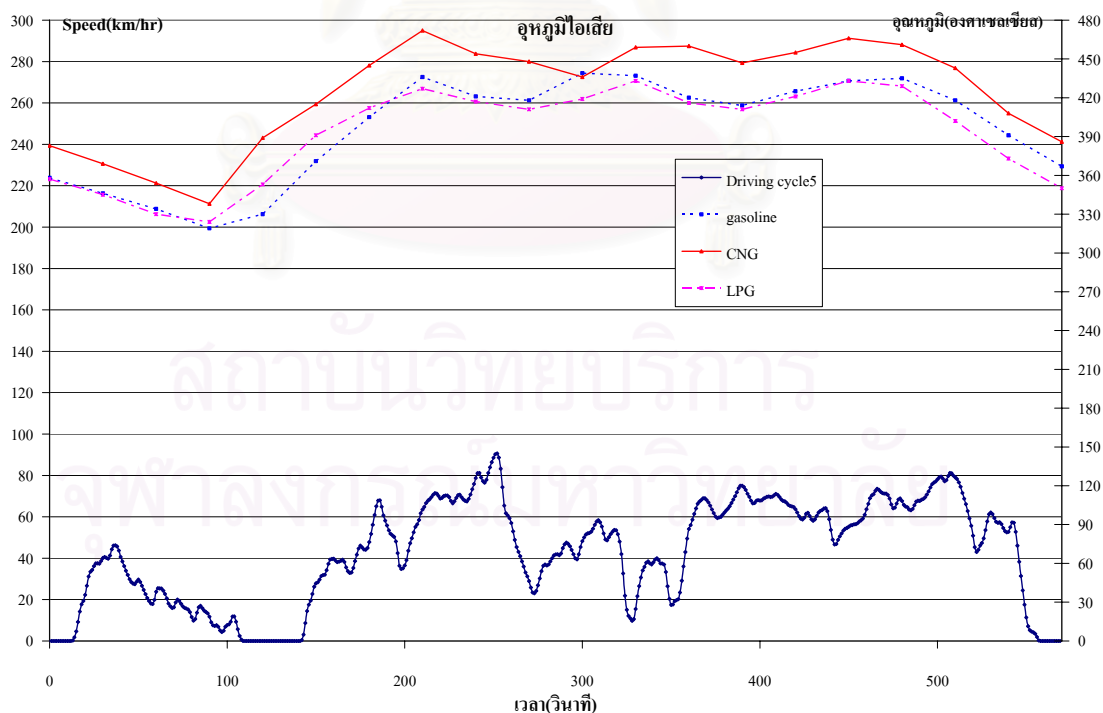
รูปที่ ค-96 แสดงกราฟเปรียบเทียบอุณหภูมิบรรยากาศของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 5 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า



รูปที่ ค-97 แสดงกราฟเปรียบเทียบอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นออกจากเครื่องยนต์ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 5 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า

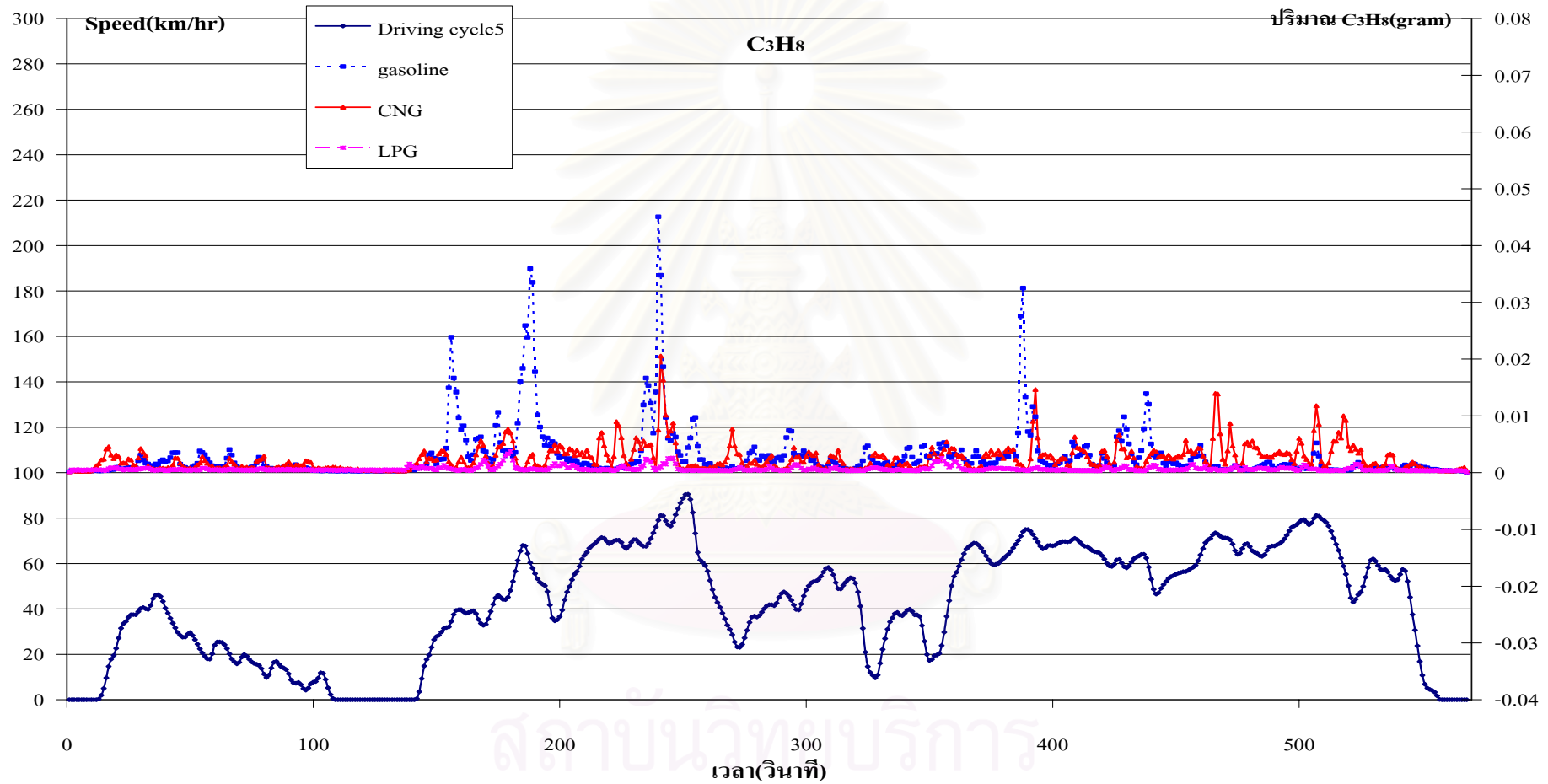


รูปที่ ค-98 แสดงกราฟเปรียบเทียบอุณหภูมิไออดีของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 5 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า

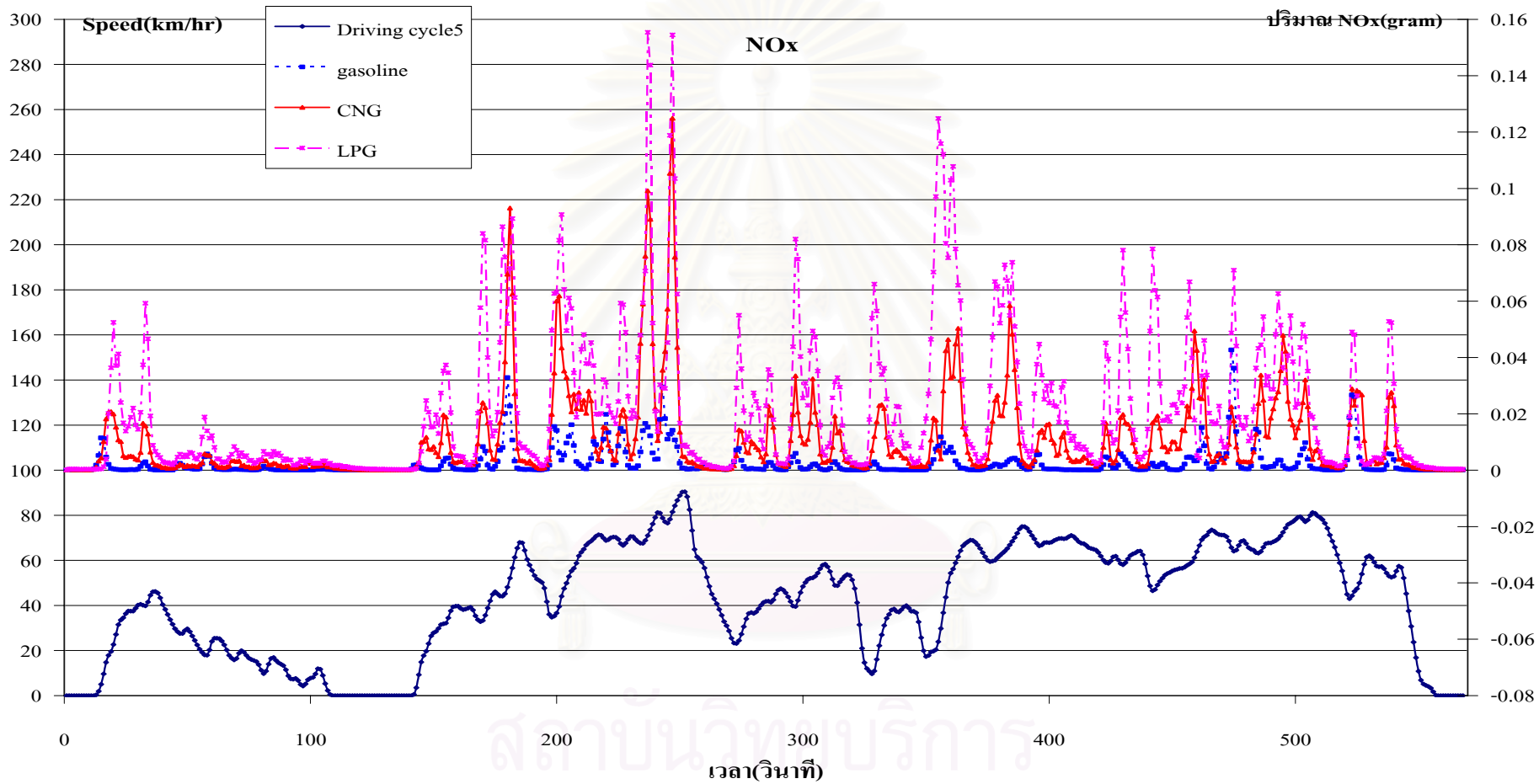


รูปที่ ค-99 แสดงกราฟเปรียบเทียบอุณหภูมิไอเสียของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 5 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า

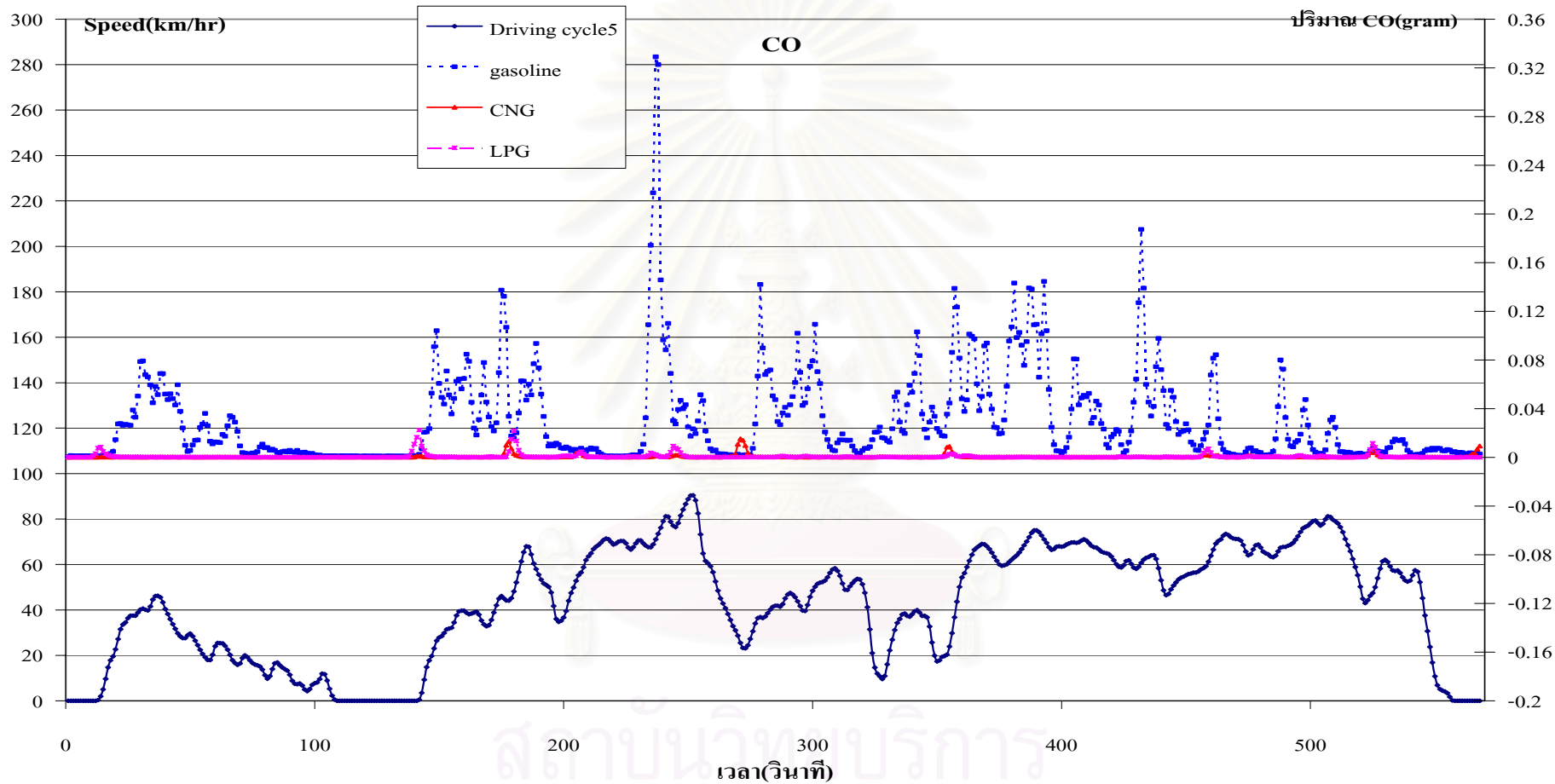




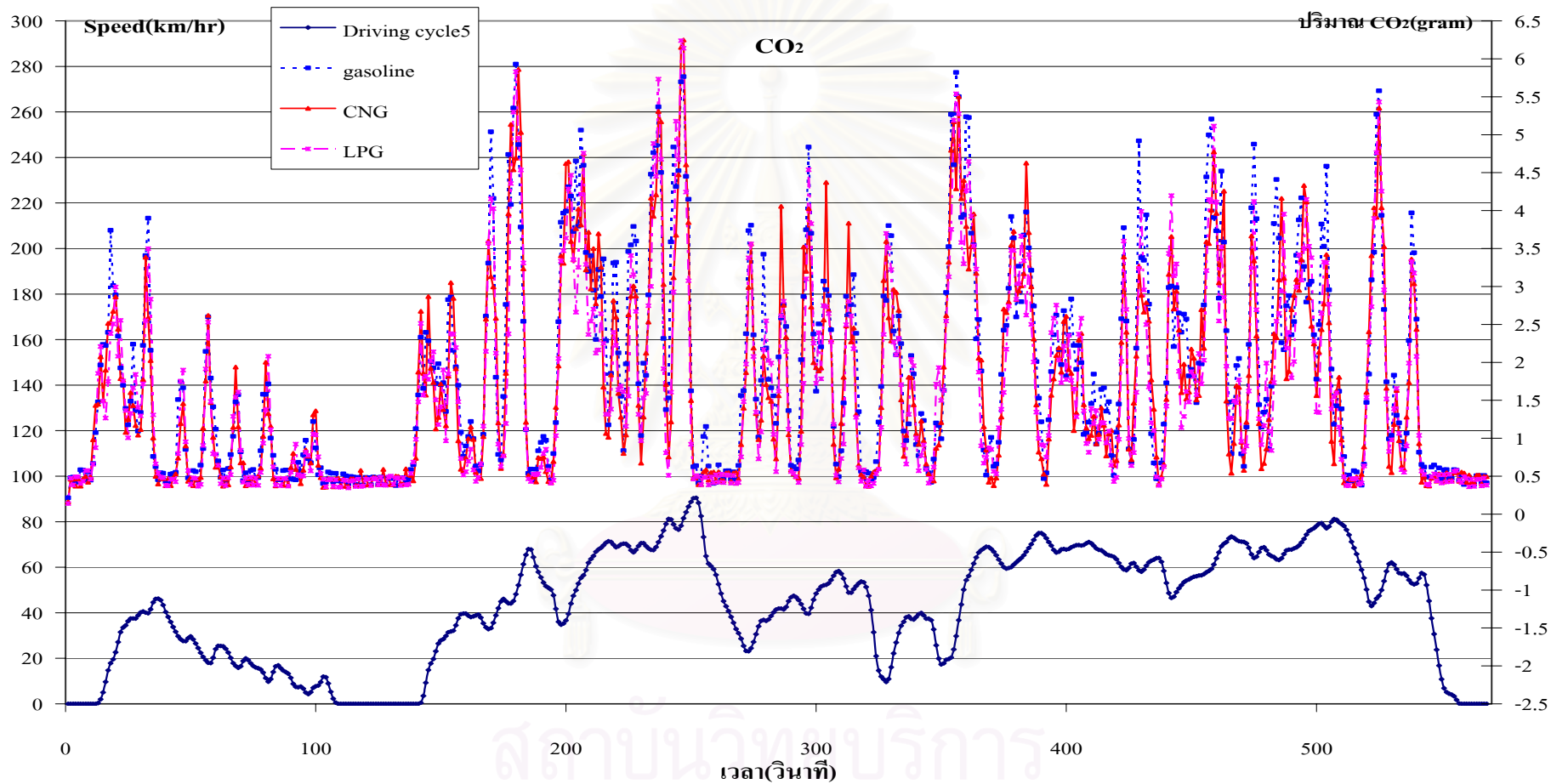
รูปที่ ค-100 แสดงกราฟการเปรียบเทียบมลพิษ C<sub>3</sub>H<sub>8</sub> ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 5 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่



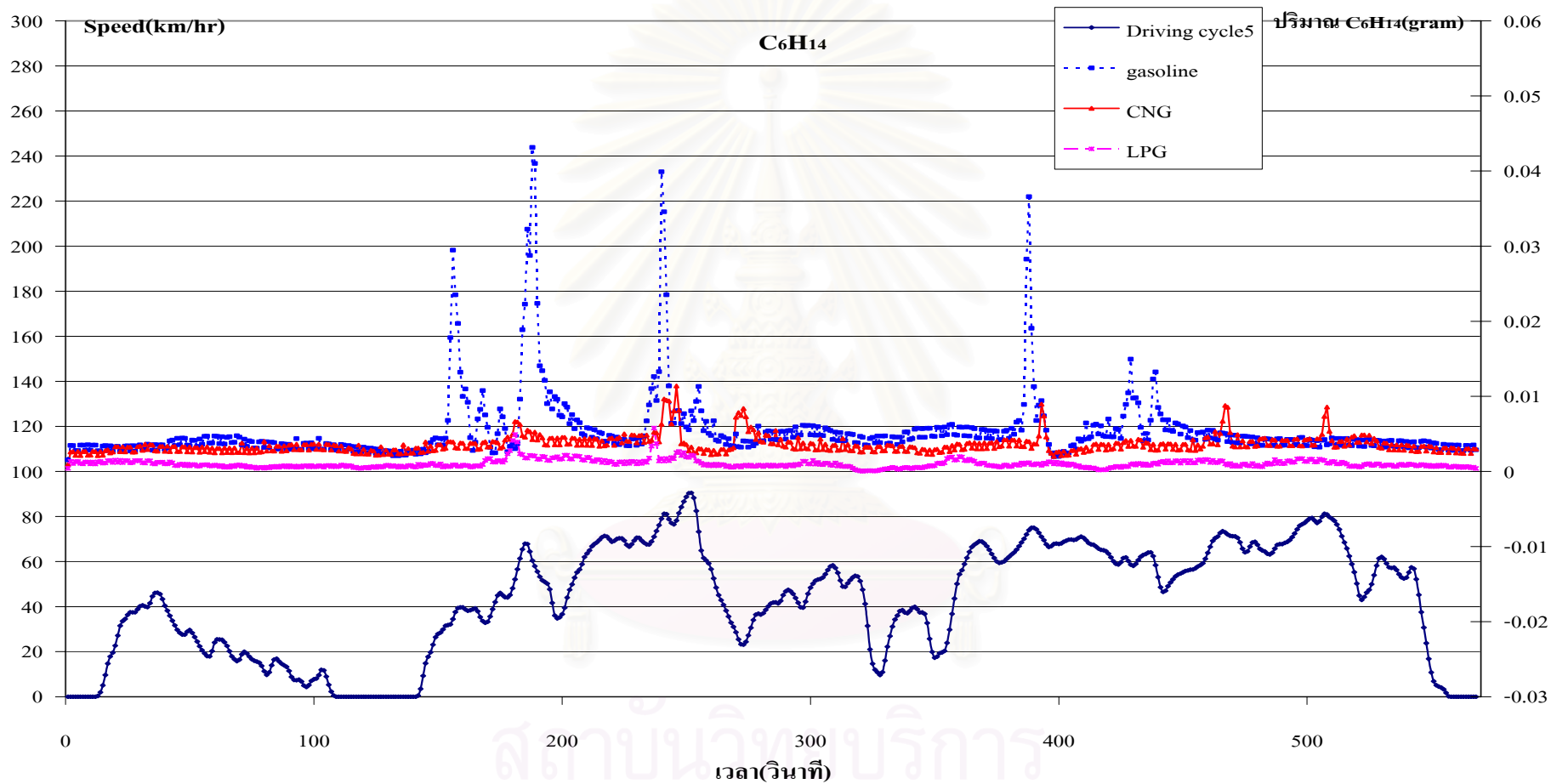
รูปที่ ค-101 แสดงกราฟการเปรียบเทียบมลพิษ NOx ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 5 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่



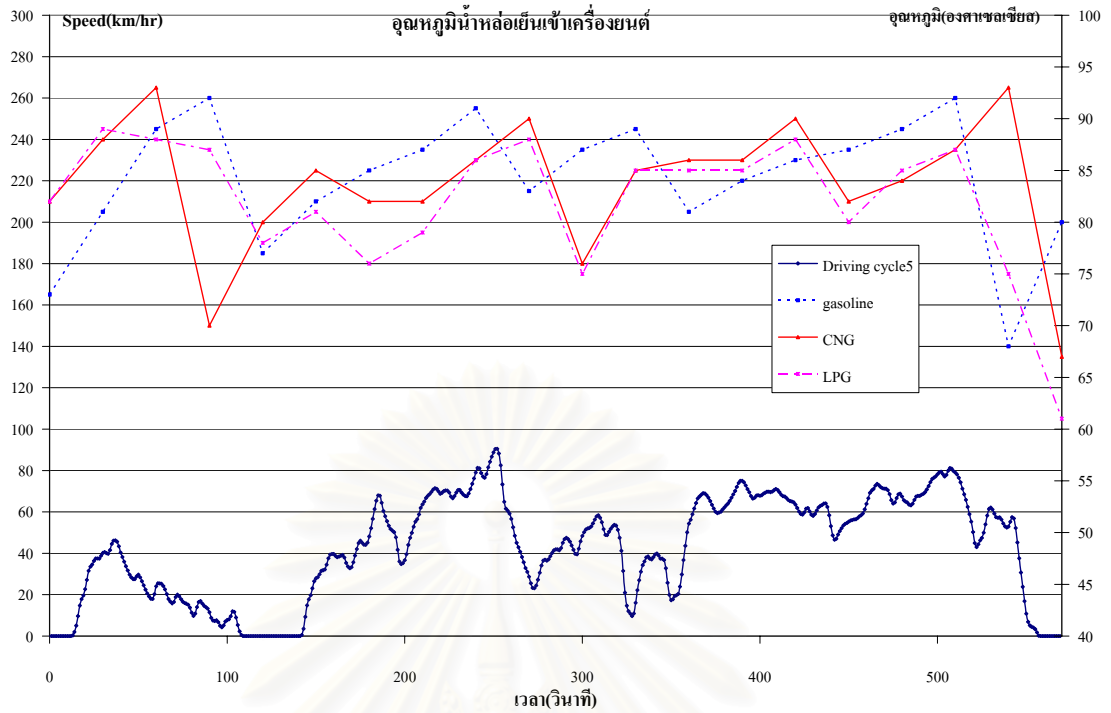
รูปที่ ค-102 แสดงกราฟการเปรียบเทียบมลพิษ CO ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 5 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่



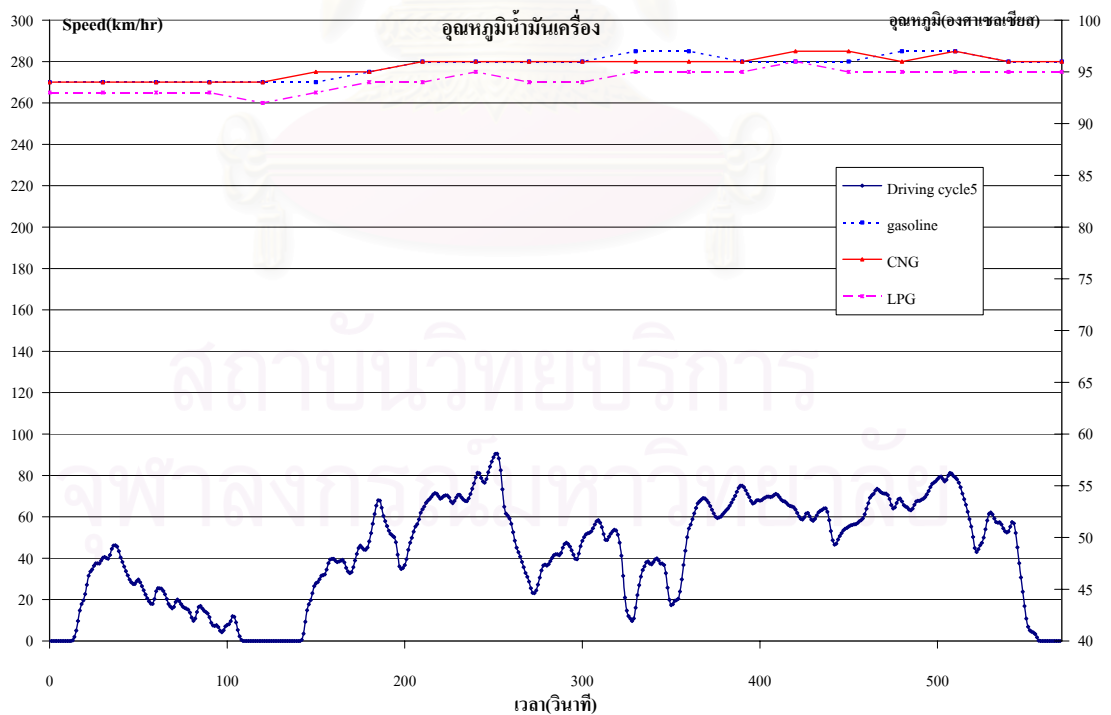
รูปที่ ค-103 แสดงกราฟการเปรียบเทียบมลพิษ CO<sub>2</sub> ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 5 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่



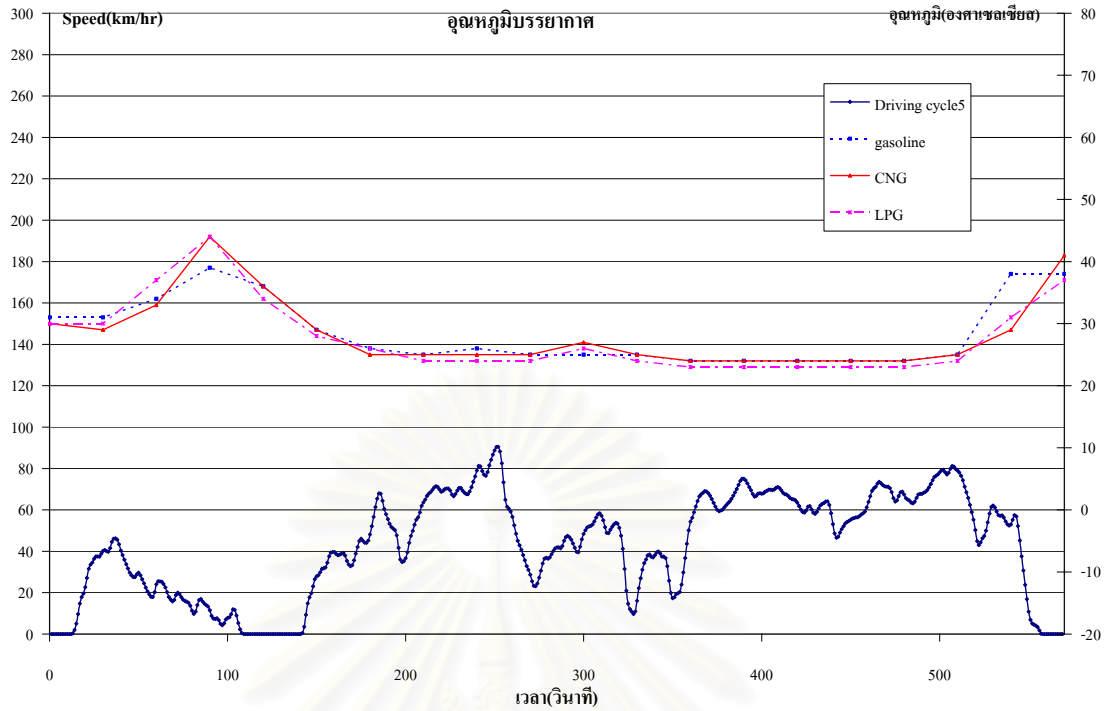
รูปที่ ค-104 แสดงกราฟการเปรียบเทียบมลพิษ  $C_6H_{14}$  ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 5 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่



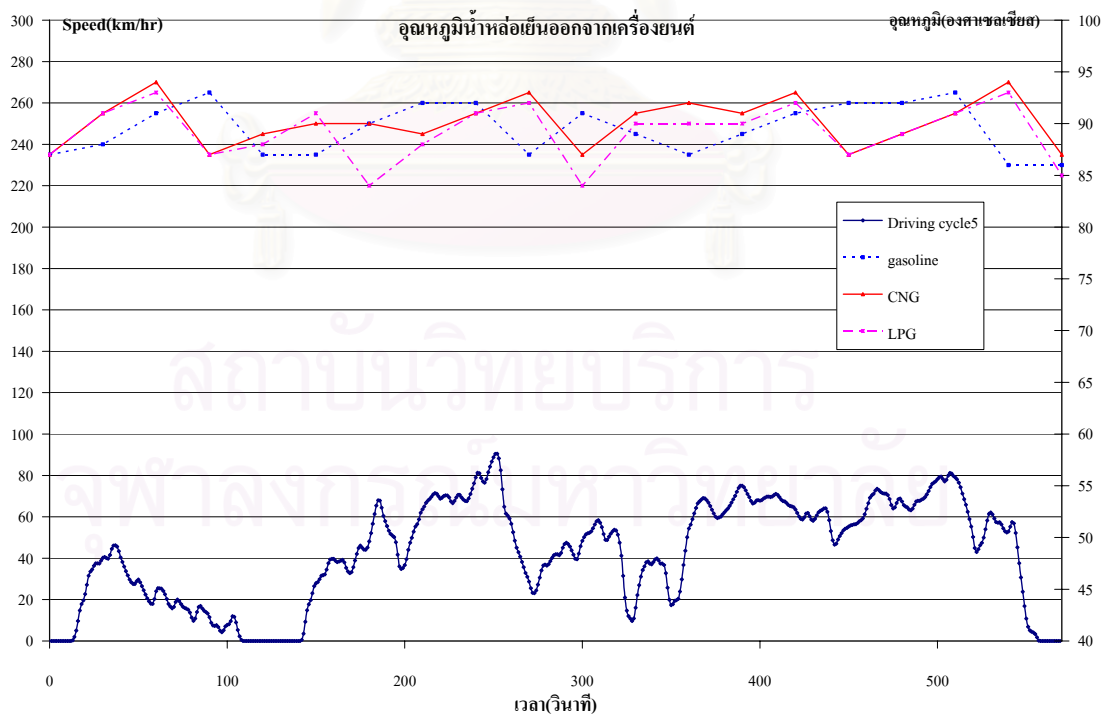
รูปที่ ค-105 แสดงกราฟเปรียบเทียบอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นเข้าเครื่องยนต์ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 5 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่



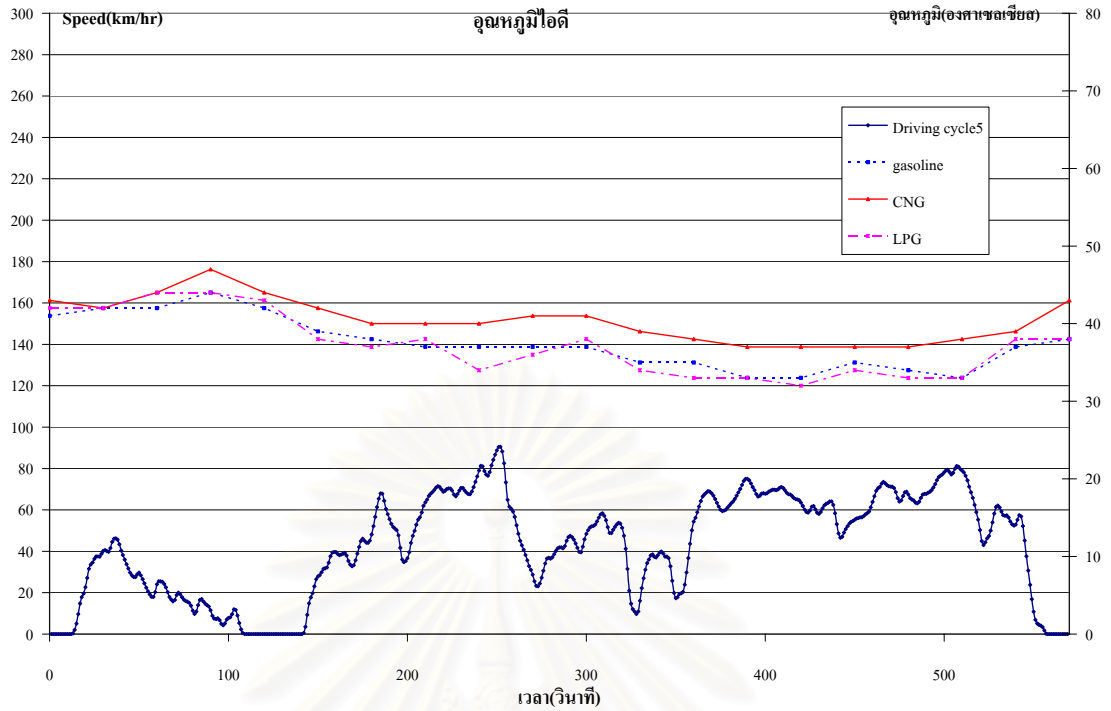
รูปที่ ค-106 แสดงกราฟเปรียบเทียบอุณหภูมิน้ำมันเครื่องของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 5 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่



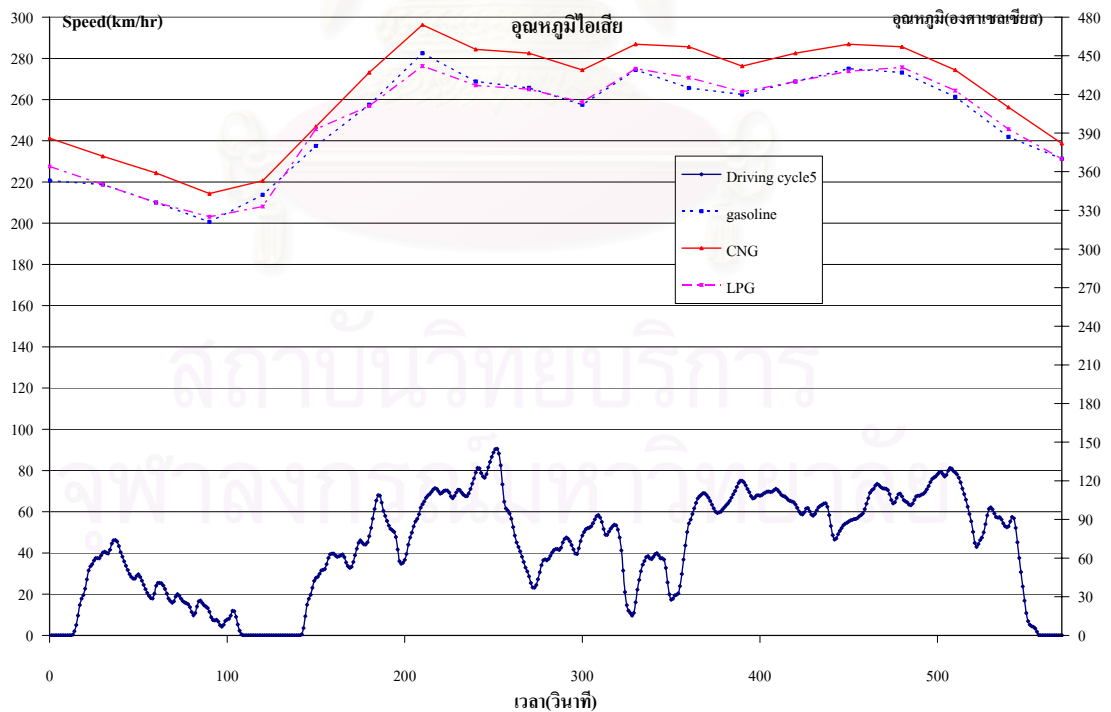
รูปที่ ค-107 แสดงกราฟเปรียบเทียบอุณหภูมิบรรยากาศของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 5 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่



รูปที่ ค-108 แสดงกราฟเปรียบเทียบอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นออกจากเครื่องยนต์ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 5 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่

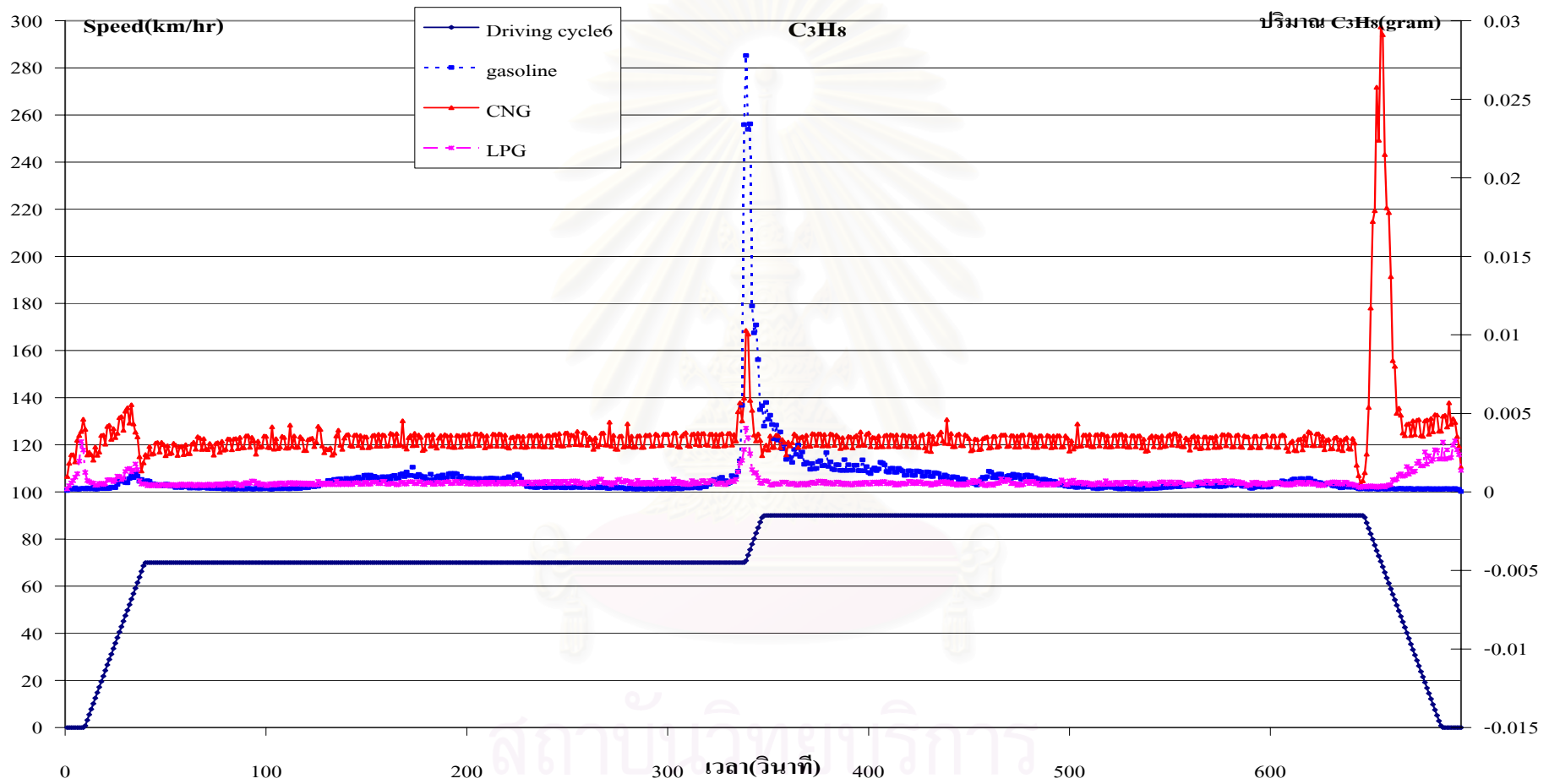


รูปที่ ค-109 แสดงกราฟเปรียบเทียบอุณหภูมิไอดีของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 5 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่

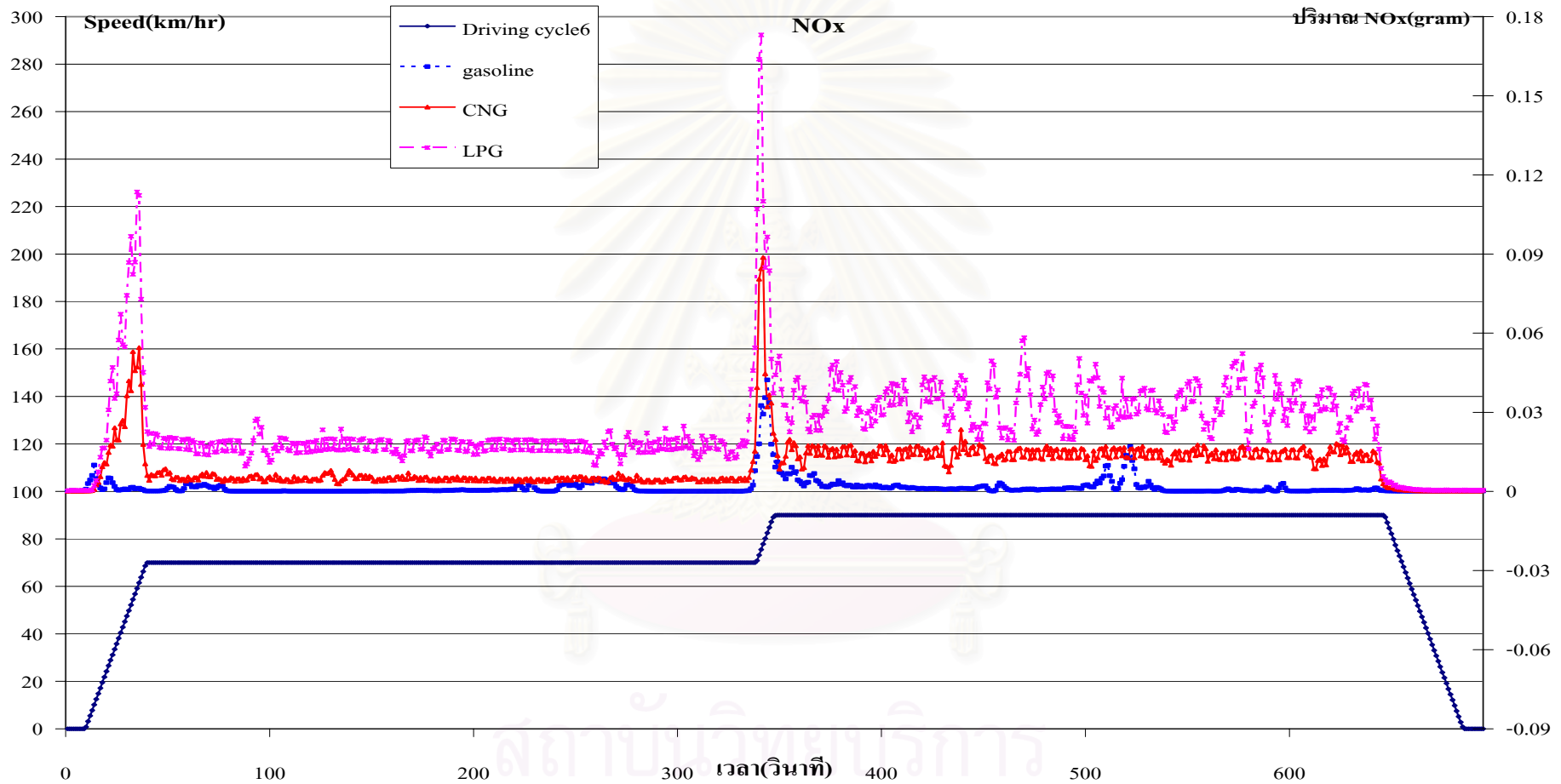


รูปที่ ค-110 แสดงกราฟเปรียบเทียบอุณหภูมิไอเสียของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 5 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่

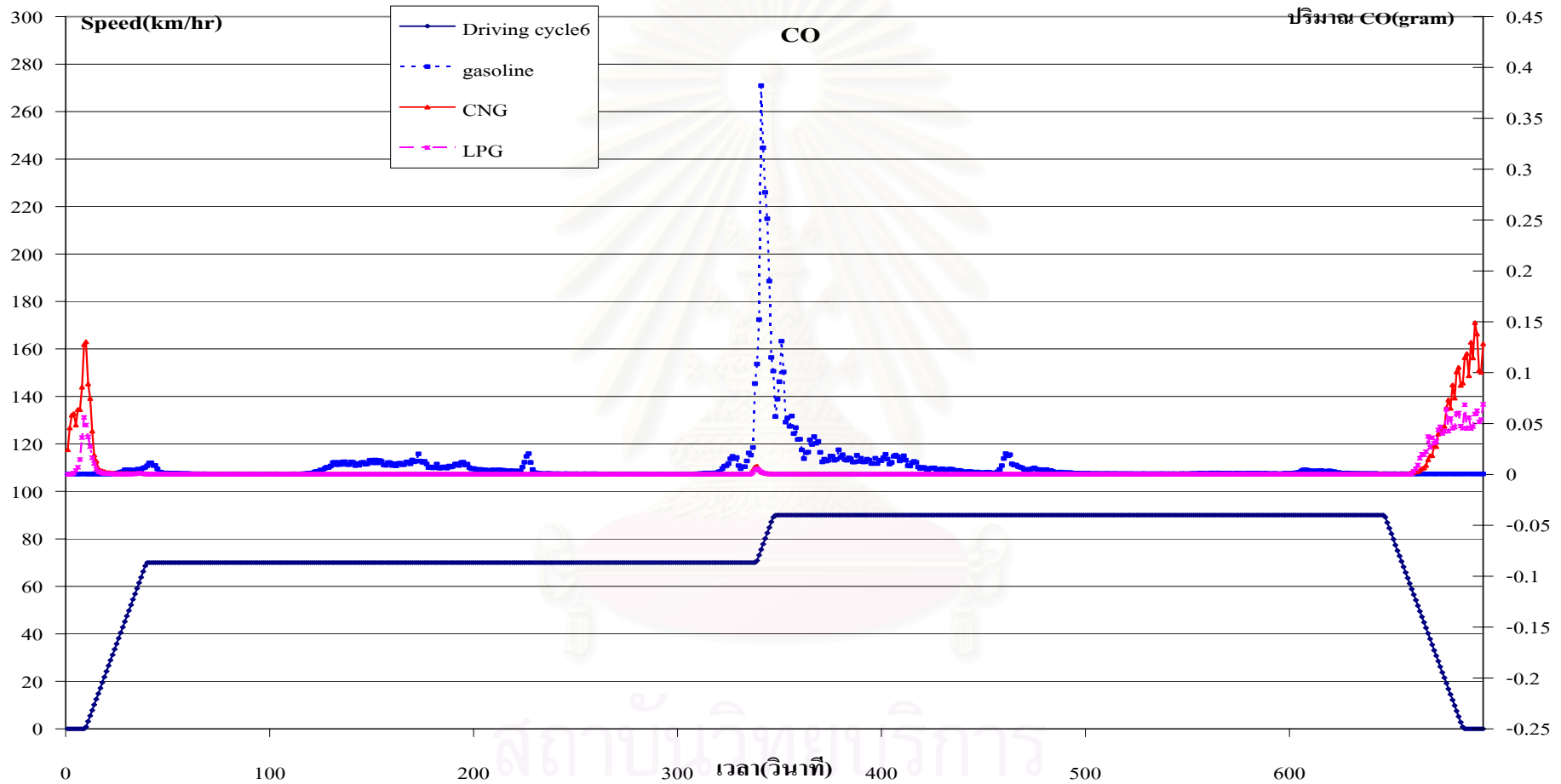




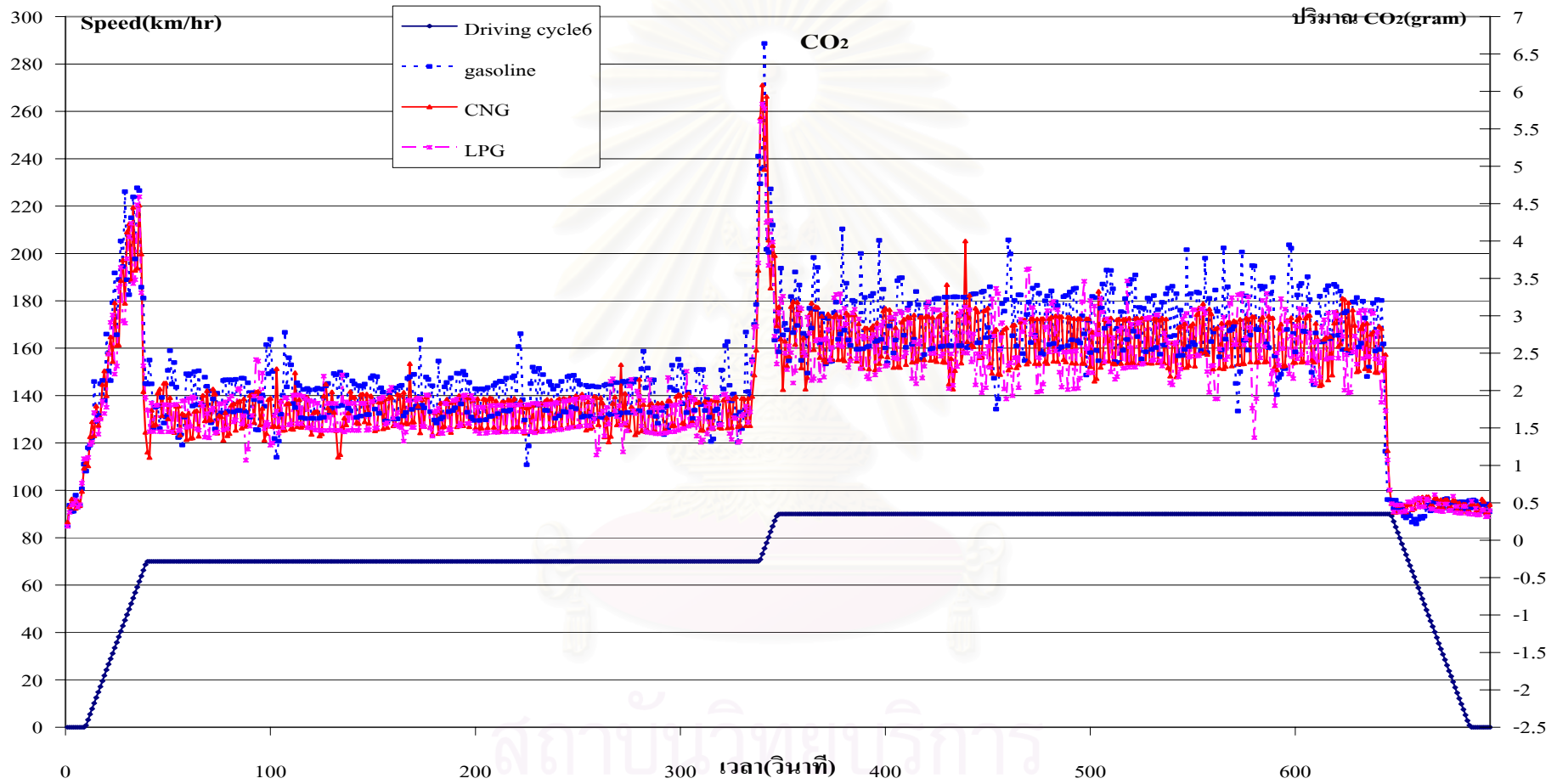
รูปที่ ค-111 แสดงกราฟการเปรียบเทียบมลพิษ C<sub>3</sub>H<sub>8</sub> ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 6 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า



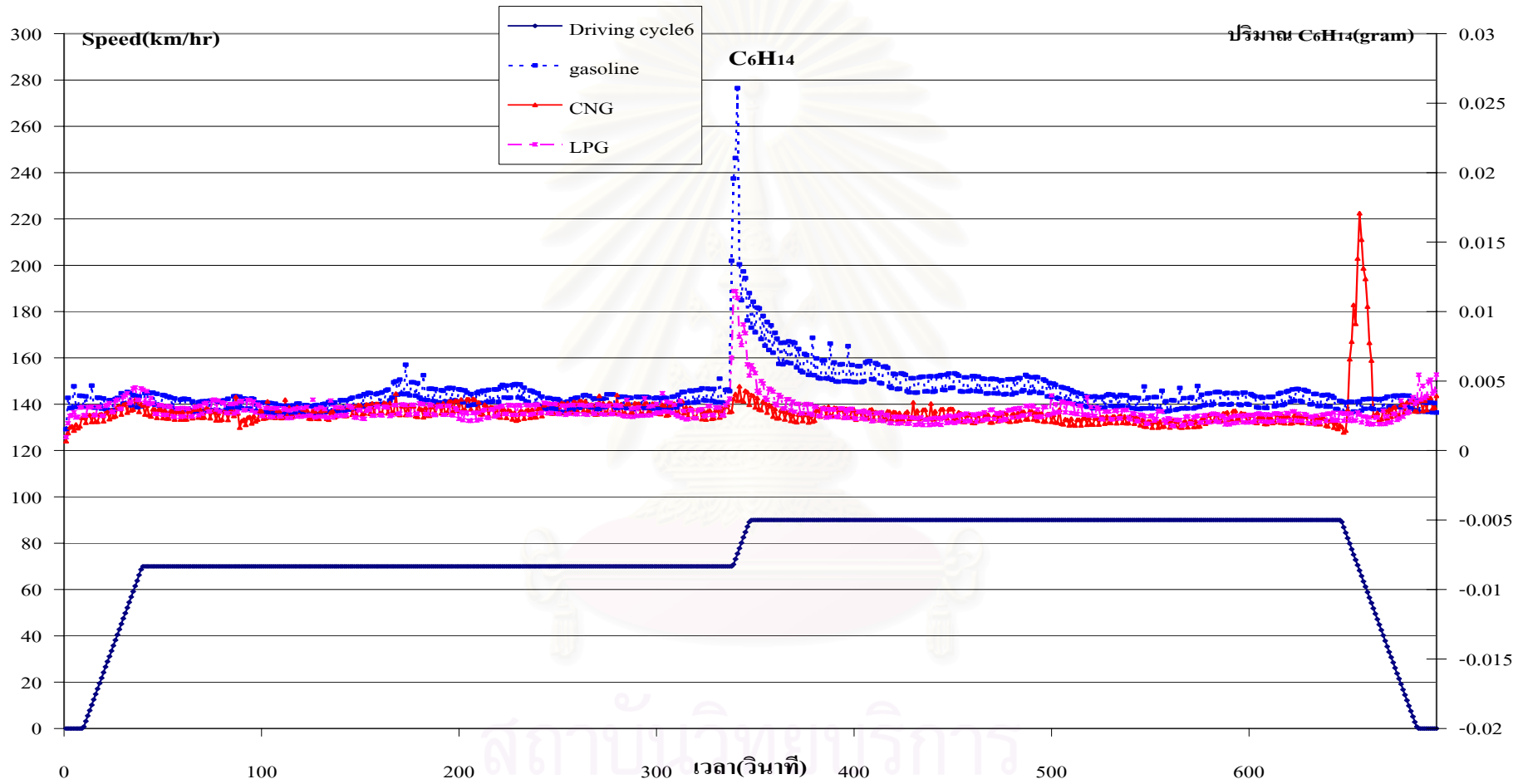
รูปที่ ค-112 แสดงกราฟการเปรียบเทียบมลพิษ NOx ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 6 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า



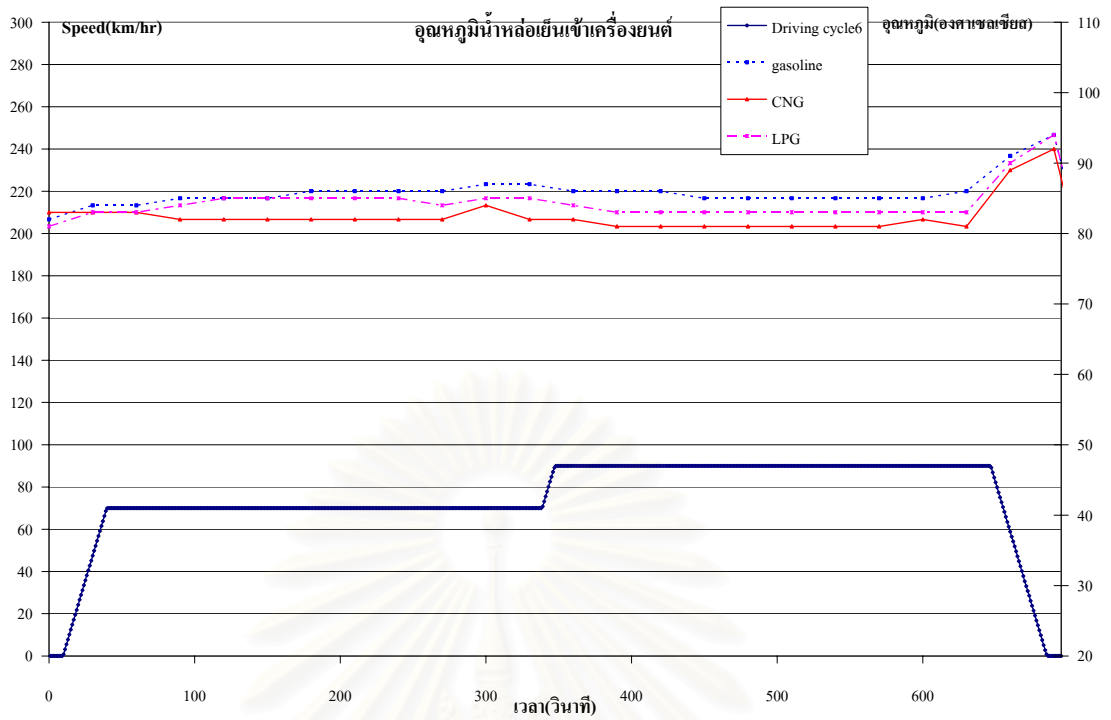
รูปที่ ค-113 แสดงกราฟการเปรียบเทียบมลพิษ CO ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 6 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า



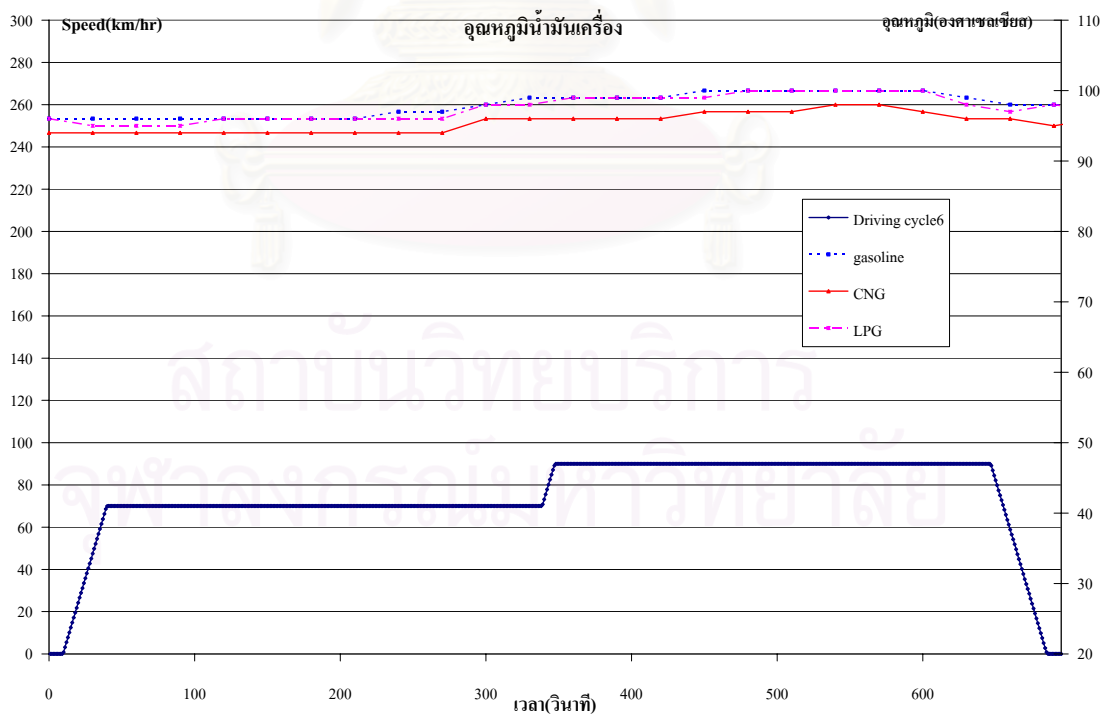
รูปที่ ค-114 แสดงกราฟการเปรียบเทียบมลพิษ CO<sub>2</sub> ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 6 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า



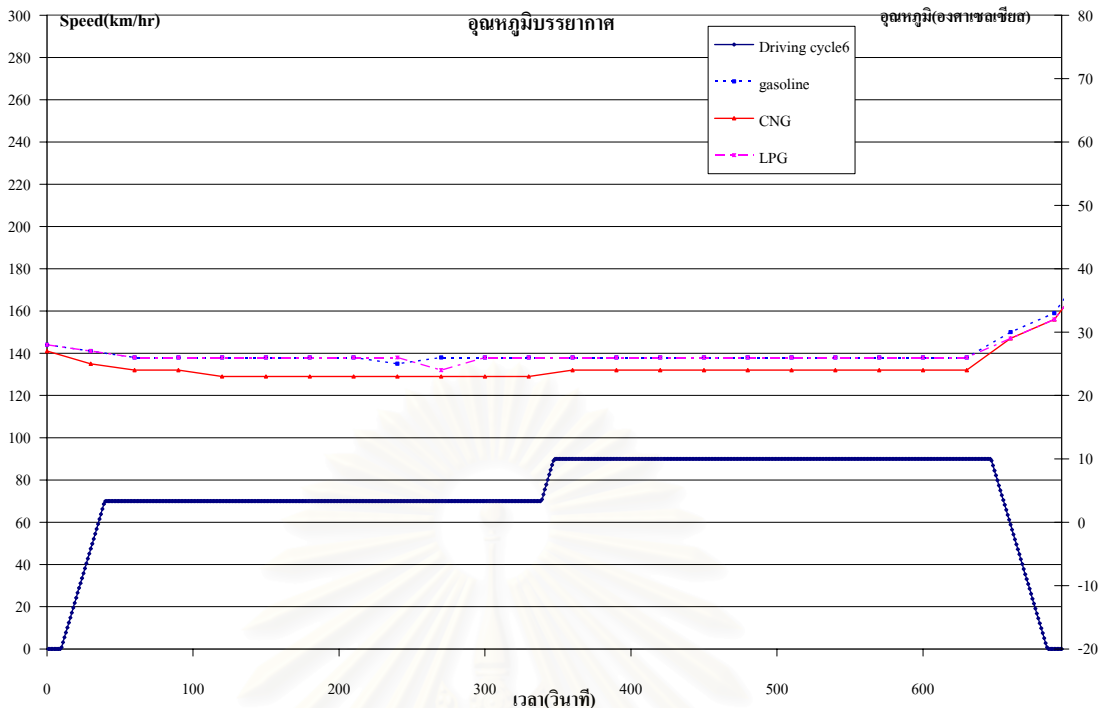
รูปที่ ค-115 แสดงกราฟการเปรียบเทียบมลพิษ C<sub>6</sub>H<sub>14</sub> ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 6 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า



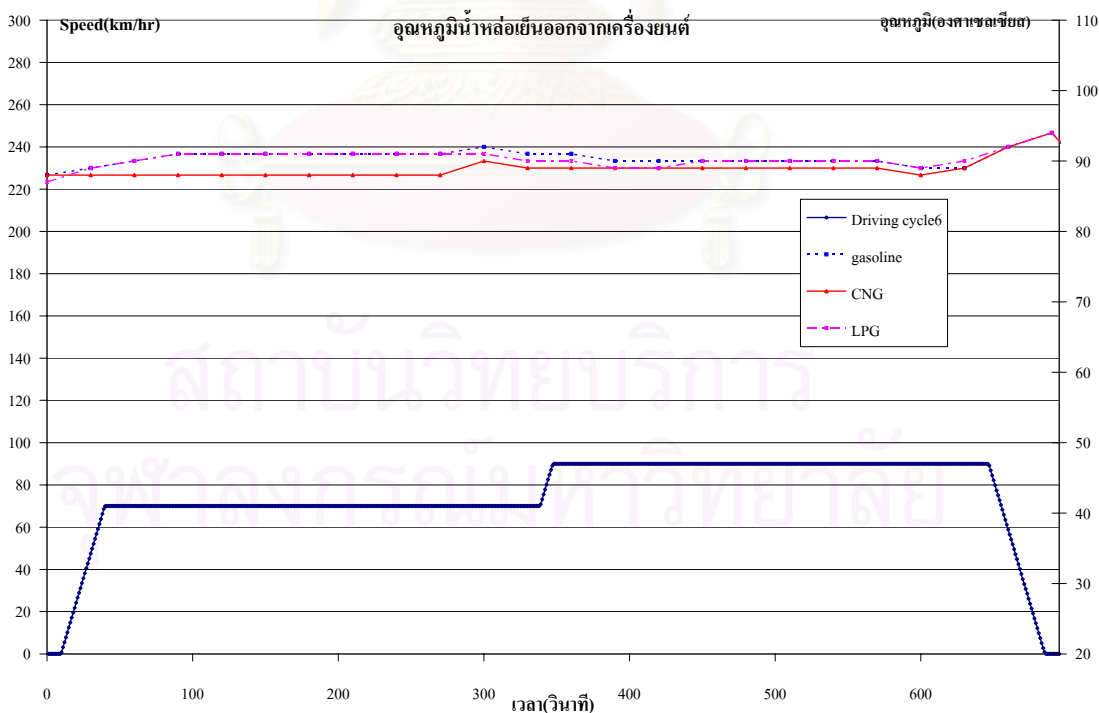
รูปที่ ค-116 แสดงกราฟเปรียบเทียบอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นเข้าเครื่องยนต์ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 6 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า



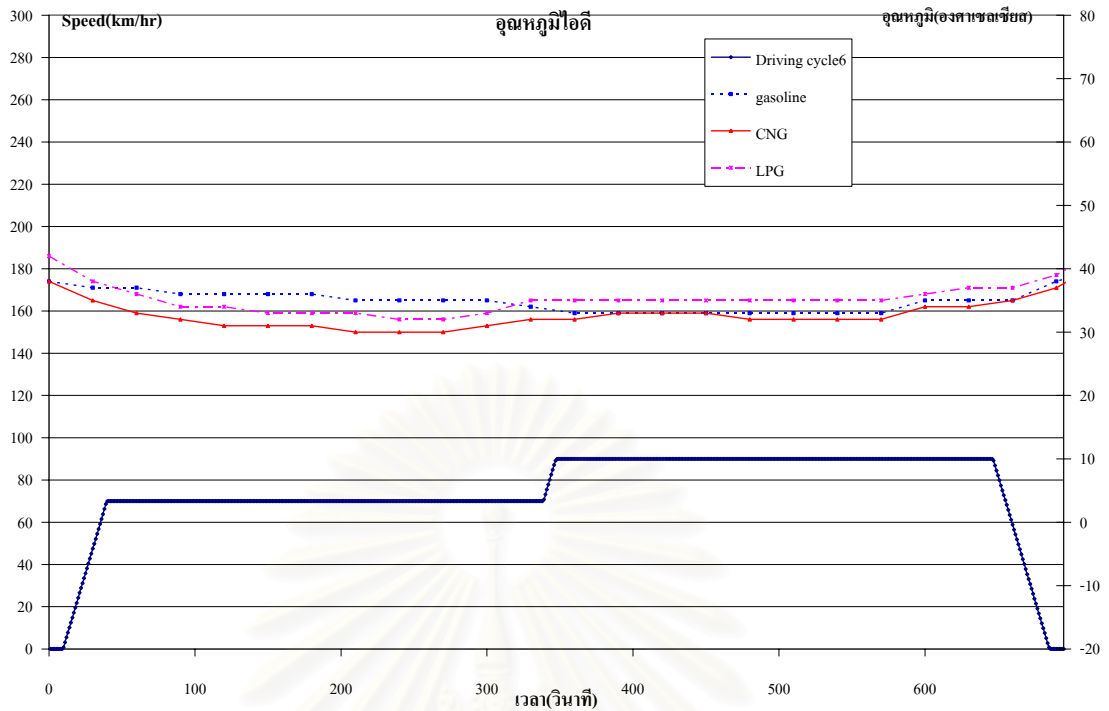
รูปที่ ค-117 แสดงกราฟเปรียบเทียบอุณหภูมิน้ำมันเครื่องของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 6 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า



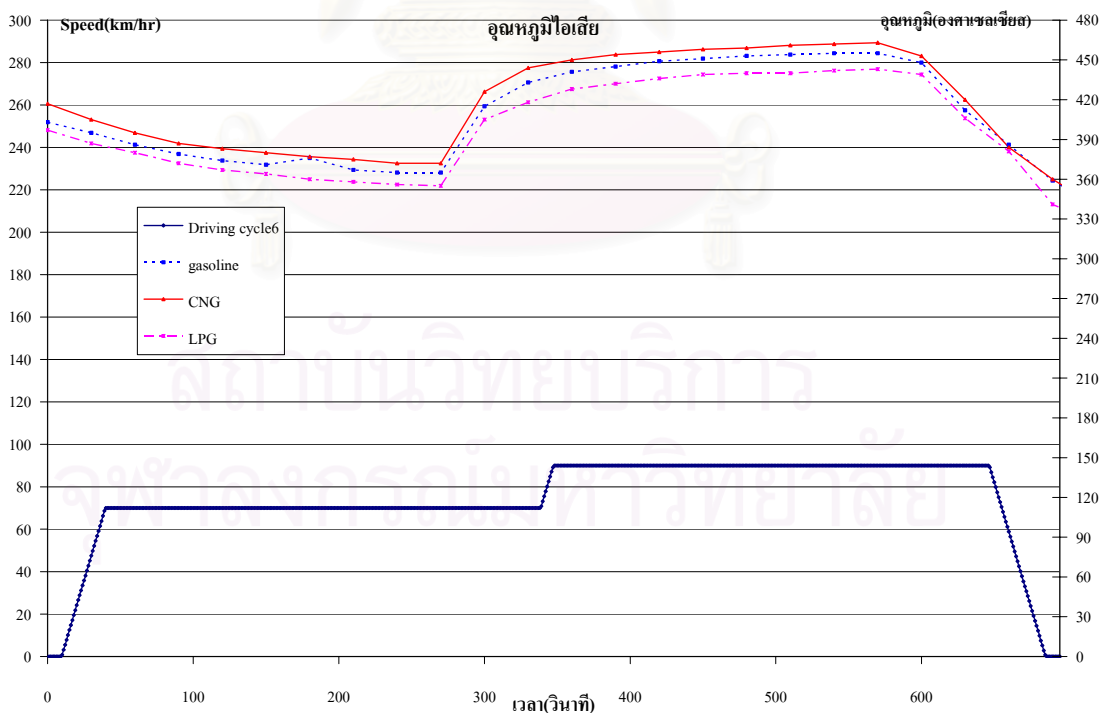
รูปที่ ค-118 แสดงกราฟเปรียบเทียบอุณหภูมิบรรยากาศของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 6 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า



รูปที่ ค-119 แสดงกราฟเปรียบเทียบอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นออกจากเครื่องยนต์ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 6 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า

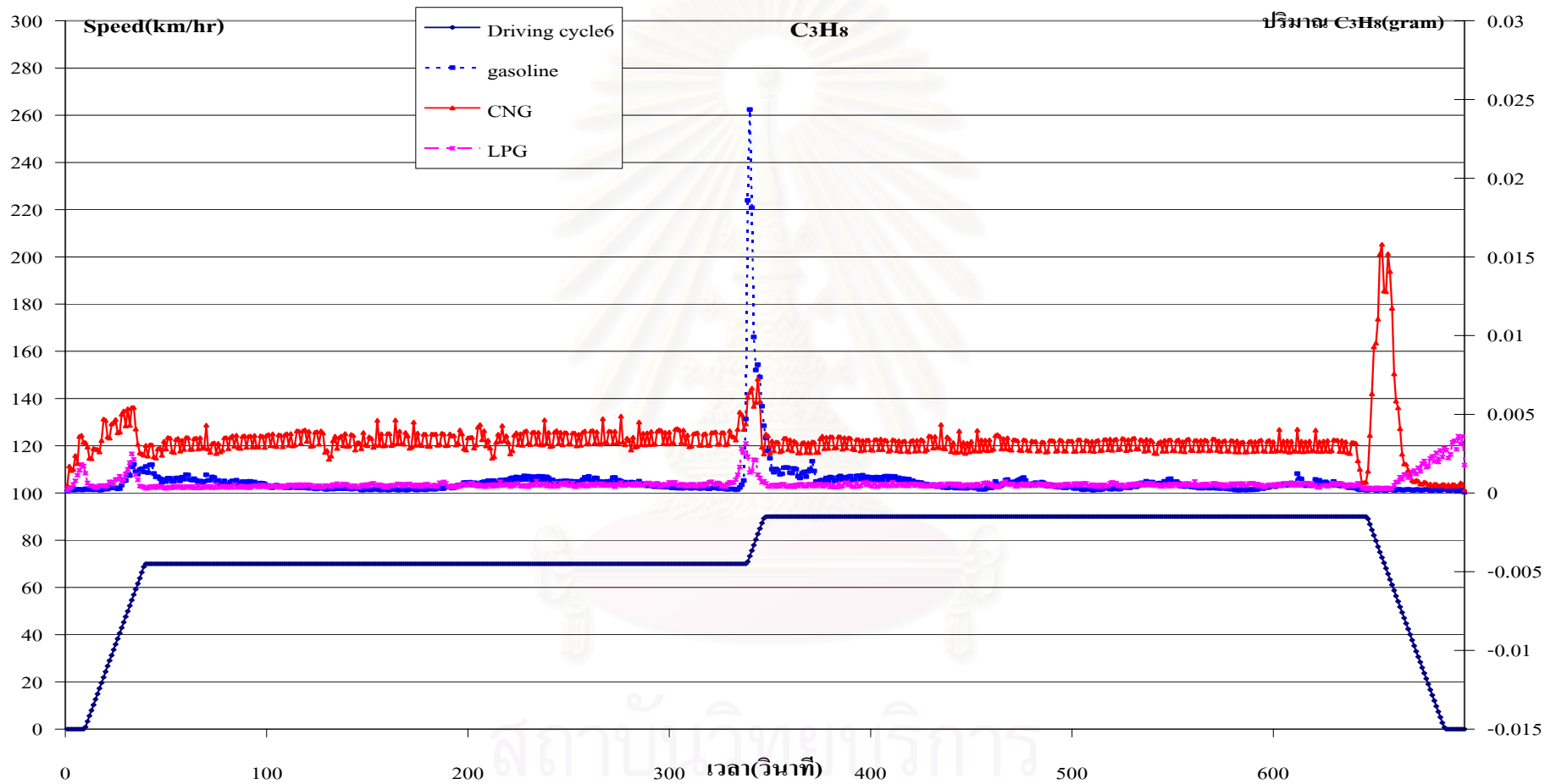


รูปที่ ค-120 แสดงกราฟเปรียบเทียบอุณหภูมิไอดีของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 6 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า

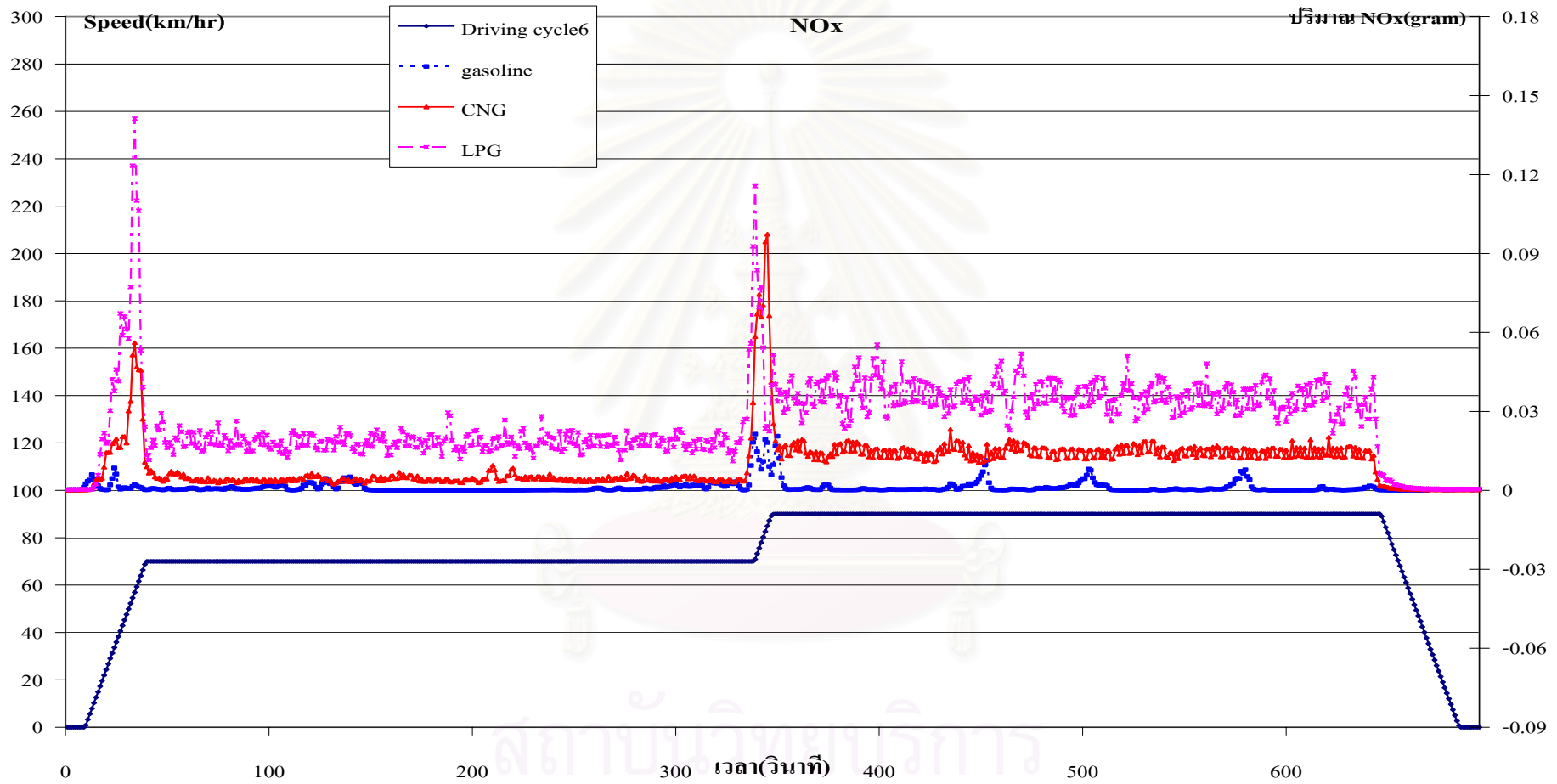


รูปที่ ค-121 แสดงกราฟเปรียบเทียบอุณหภูมิไอเสียของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 6 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงเก่า

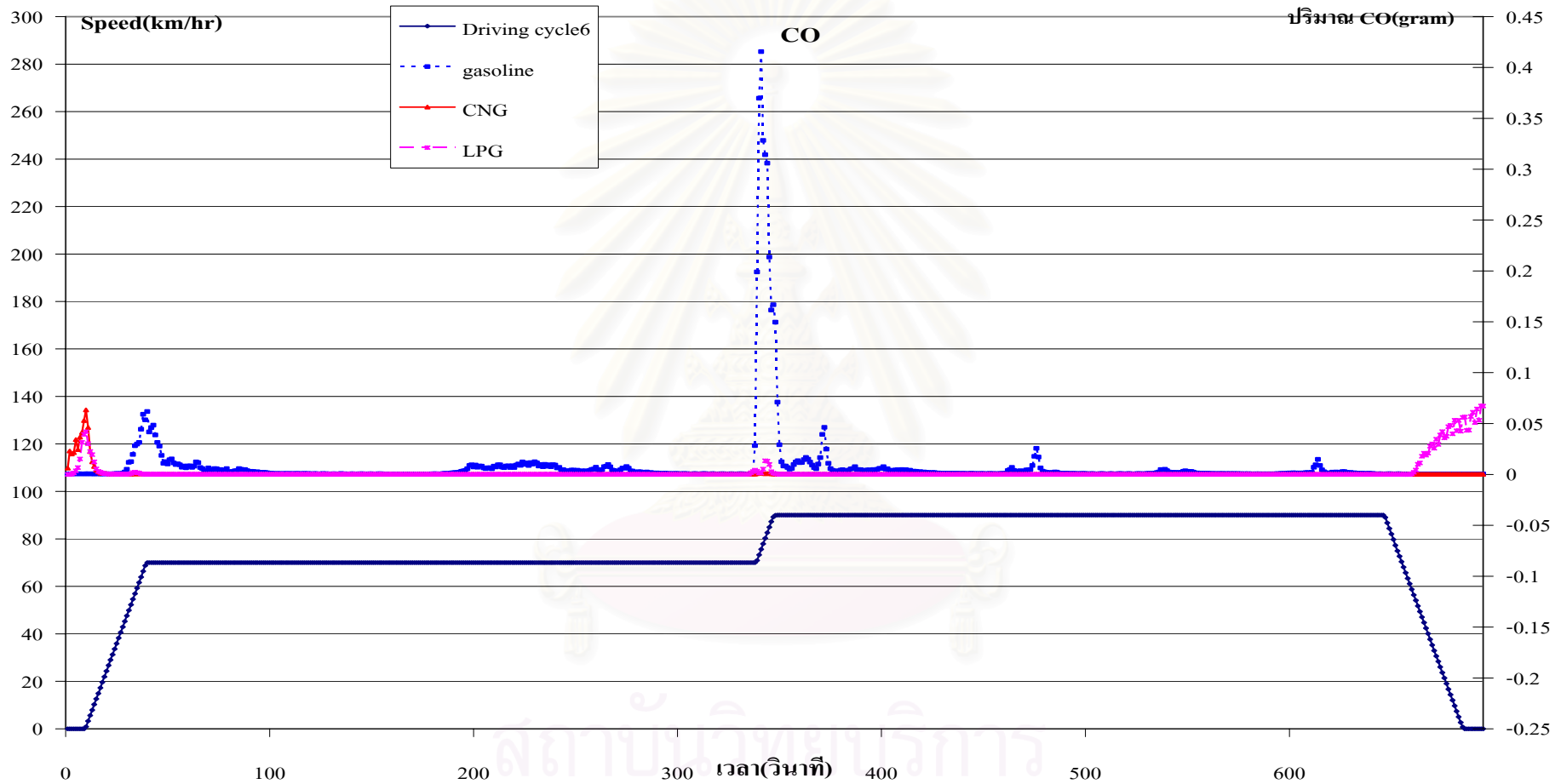




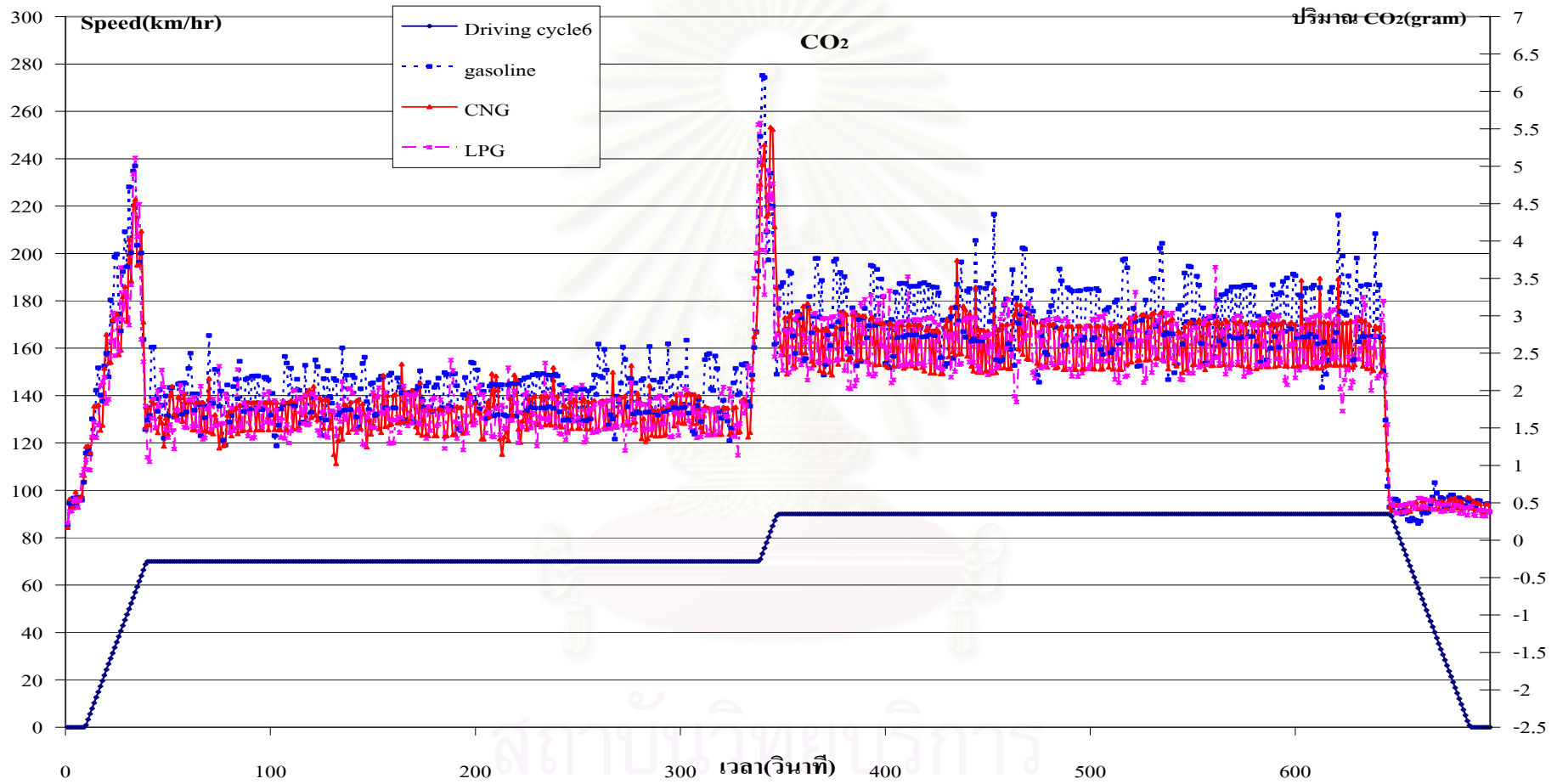
รูปที่ ค-122 แสดงกราฟการเปรียบเทียบมลพิษ C<sub>3</sub>H<sub>8</sub> ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 6 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่



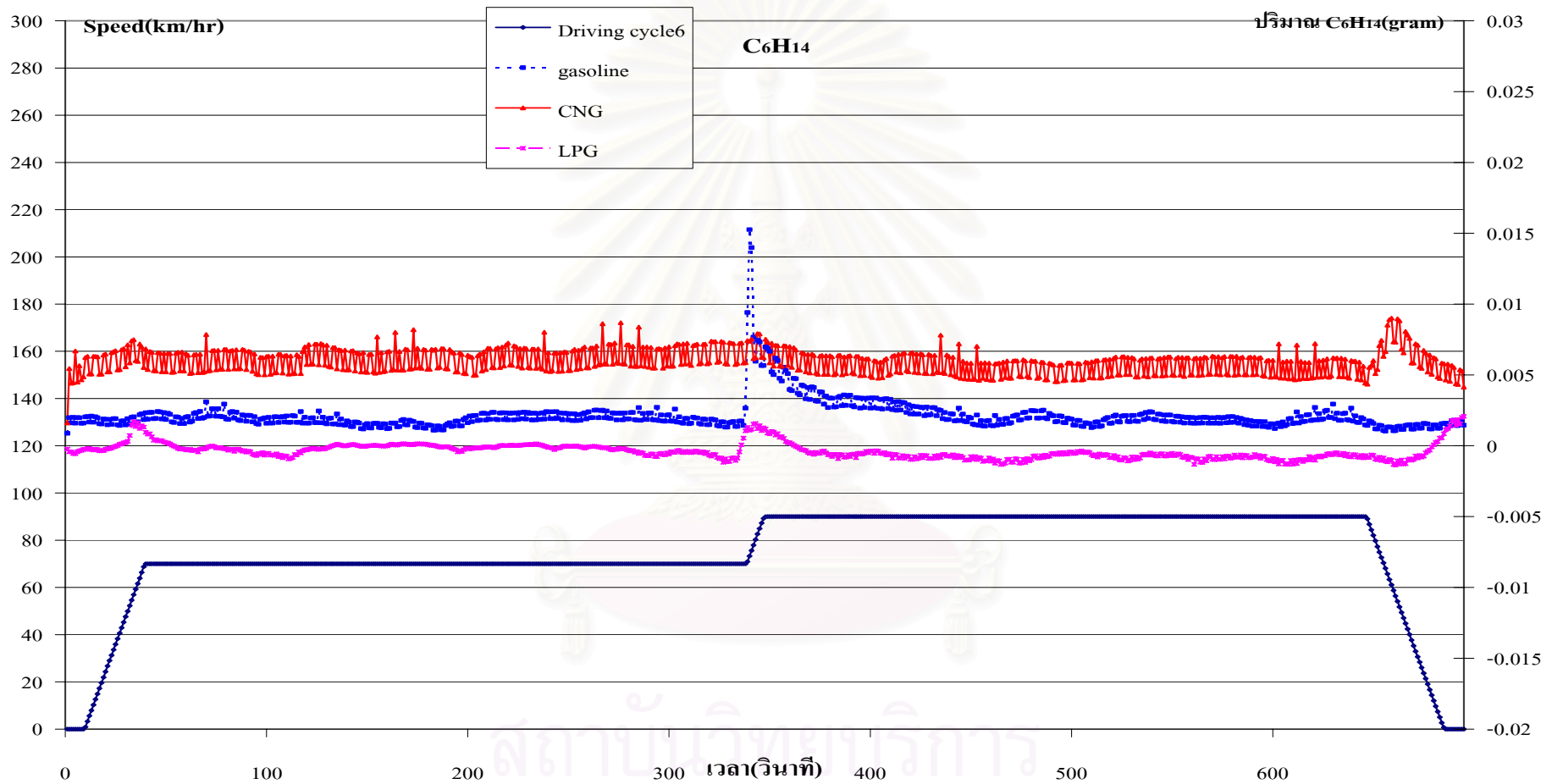
รูปที่ ค-123 แสดงกราฟการเปรียบเทียบมลพิษ NOx ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 6 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่



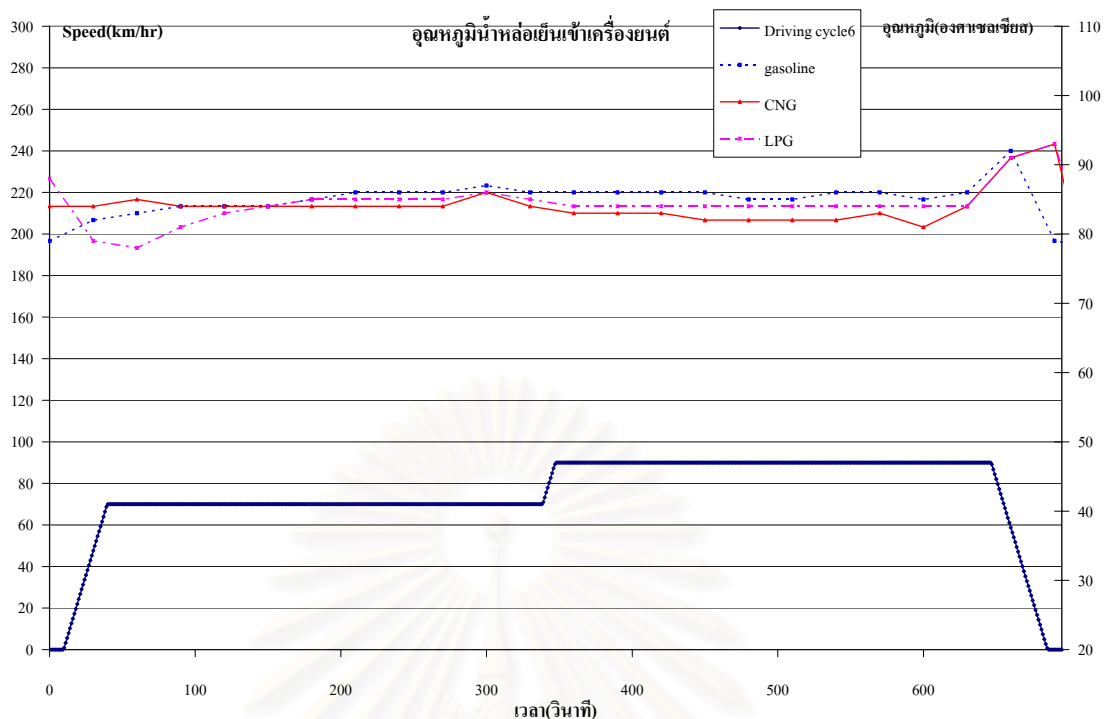
รูปที่ ค-124 แสดงกราฟการเปรียบเทียบมลพิษ CO ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 6 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่



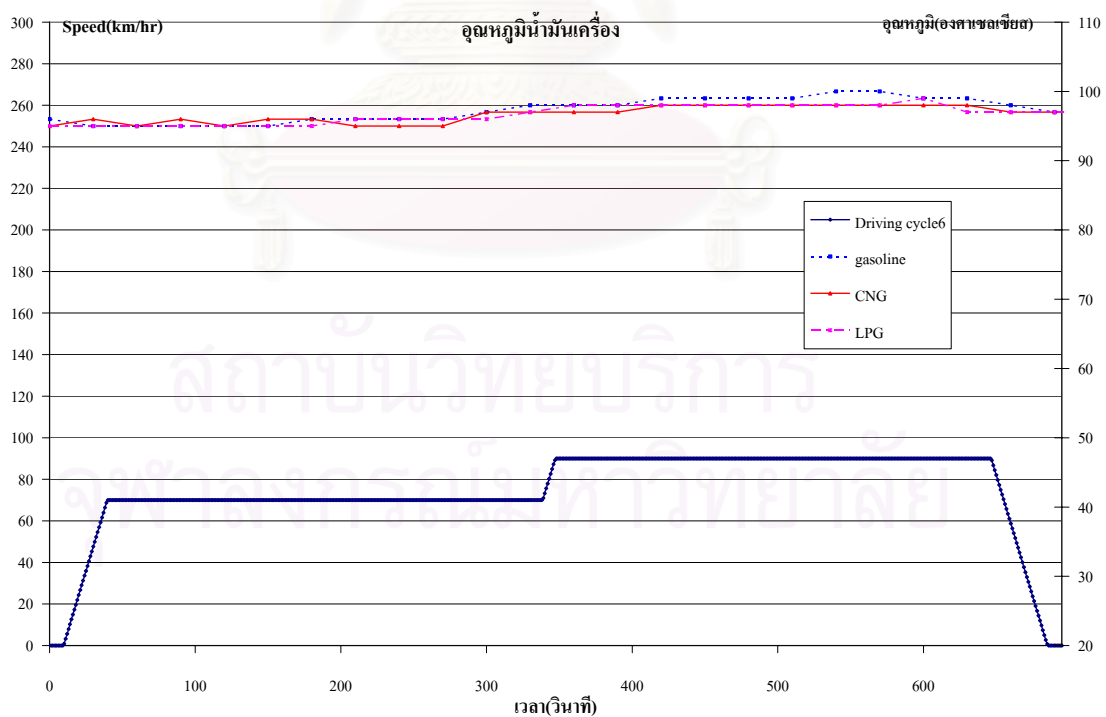
รูปที่ ค-125 แสดงกราฟการเปรียบเทียบมลพิษ CO<sub>2</sub> ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 6 โดยใช้ก๊าซอั้งอิงใหม่



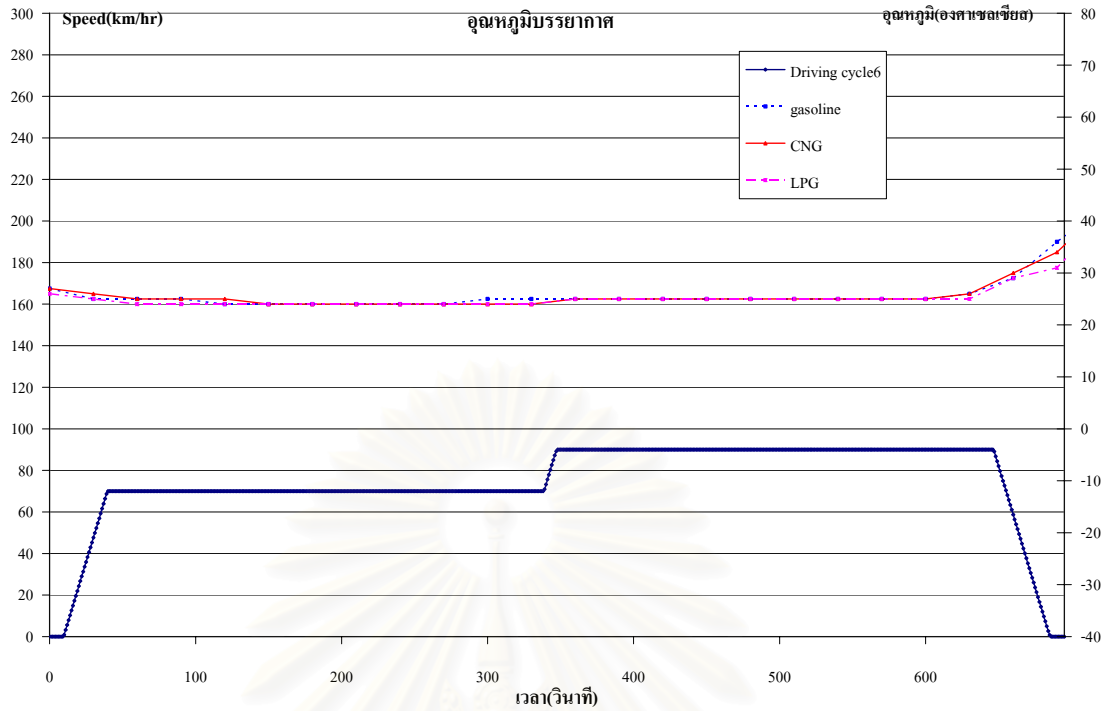
รูปที่ ค-126 แสดงกราฟการเปรียบเทียบมลพิษ  $C_6H_{14}$  ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 6 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่



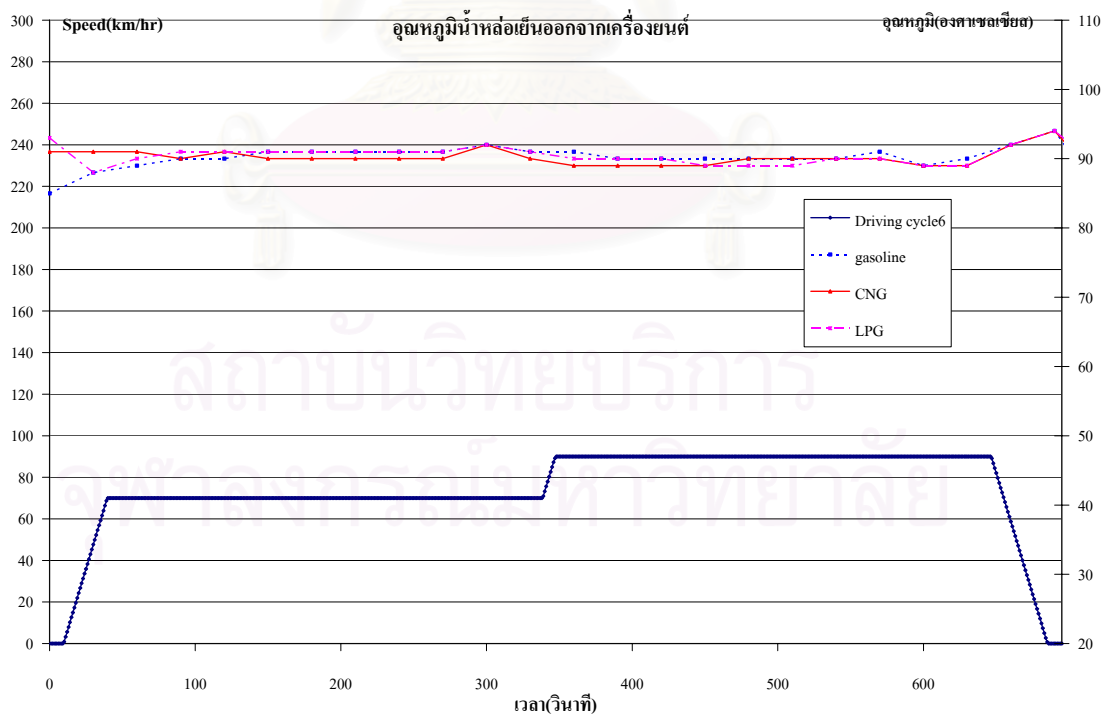
รูปที่ ค-127 แสดงกราฟเปรียบเทียบอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นเข้าเครื่องยนต์ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 6 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่



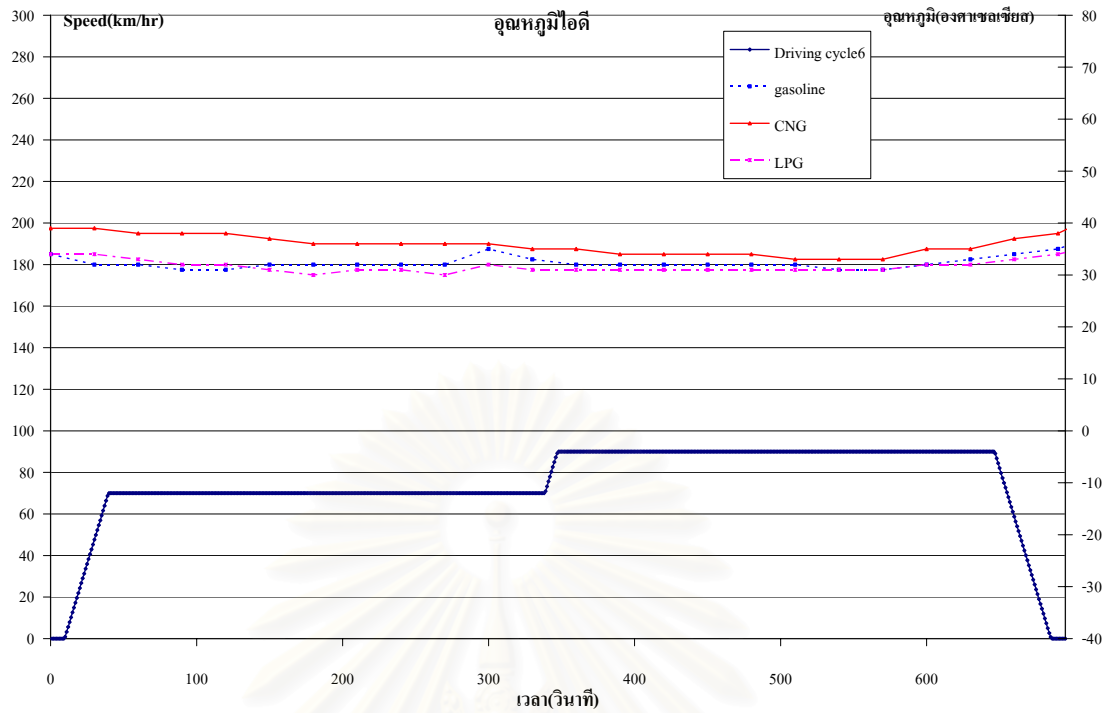
รูปที่ ค-128 แสดงกราฟเปรียบเทียบอุณหภูมิน้ำมันเครื่องของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 6 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่



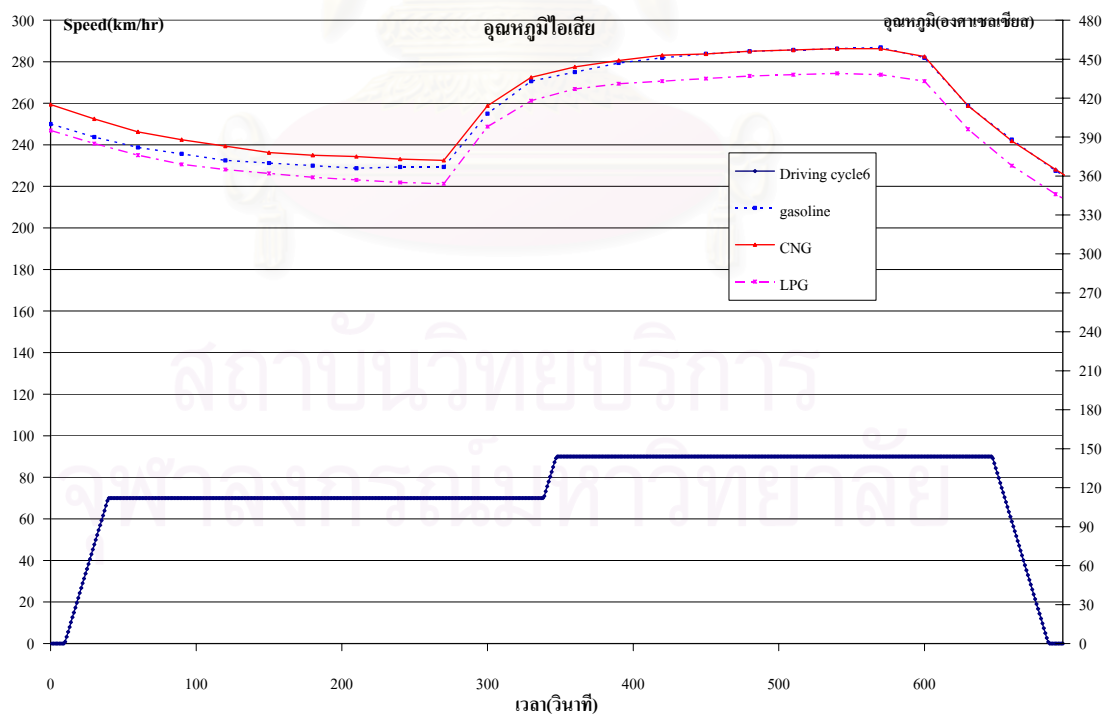
รูปที่ ค-129 แสดงกราฟเปรียบเทียบอุณหภูมิบรรยากาศของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 6 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่



รูปที่ ค-130 แสดงกราฟเปรียบเทียบอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นออกจากเครื่องยนต์ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 6 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่



รูปที่ ค-131 แสดงกราฟเปรียบเทียบอุณหภูมิไอคี่ของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 6 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่



รูปที่ ค-132 แสดงกราฟเปรียบเทียบอุณหภูมิไอเสียของเชื้อเพลิง gasoline, CNG และ LPG จากการขับขี่ตามกลุ่มลักษณะการขับขี่แบบที่ 6 โดยใช้ก๊าซอ้างอิงใหม่



## ประวัติผู้เขียนวิทยานิพนธ์

นายมนตรี สี่พยัคฆ์ เกิดเมื่อวันที่ 27 เดือน พฤศจิกายน พุทธศักราช 2522 ที่ เขตสาม  
พันวงศ์ จังหวัดกรุงเทพมหานคร สำเร็จการศึกษาปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต ภาควิชา  
วิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยรังสิตเมื่อปีการศึกษา 2545 เข้าศึกษาต่อ  
ในหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัยเมื่อปีการศึกษา 2545



สถาบันวิทยบริการ  
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย