

# การปรับปรุงรูปแบบการทำงานของวาล์วสำหรับเครื่องยนต์ที่ใช้ก๊าซเป็นเชื้อเพลิง โดยใช้ทฤษฎีการเคลื่อนที่ของคลื่นความดัน

## Modification of Valve Timing Pattern for Gas Engines Using Pressure Wave Action Theory

เพ็ญญารัตน์ จินดา<sup>1</sup> บันเทิง สุวรรณตระกูล<sup>2</sup> สมชาย จันทรชานา<sup>2</sup>

<sup>1</sup>ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยสยาม กรุงเทพฯ 10163

<sup>2</sup>ห้องปฏิบัติการเครื่องยนต์และการเผาไหม้ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี กรุงเทพฯ 10140

E-mail : [Penyarat@yahoo.com](mailto:Penyarat@yahoo.com)<sup>1</sup> and [Somchai.cha@kmutt.ac.th](mailto:Somchai.cha@kmutt.ac.th)<sup>2</sup>

P. Chinda<sup>1</sup>, B. Suwantrakul<sup>2</sup> and S. Chanchaona<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Department of Mechanical Engineering Siam University, Bangkok 10163

<sup>2</sup>Combustion and Engine Research Laboratory, Department of Mechanical Engineering

King Mongkut's University of Technology Thonburi, Bangkok 10140

### บทคัดย่อ

ปัจจุบันนี้ได้มีการหันมาสนใจการใช้เชื้อเพลิงก๊าซในเครื่องยนต์เผาไหม้ภายในกันเพิ่มขึ้น การปรับเปลี่ยนการใช้เชื้อเพลิงเหลวมาเป็นเชื้อเพลิงก๊าซ มีความจำเป็นที่จะต้องดัดแปลงเครื่องยนต์ สิ่งหนึ่งที่มีความจำเป็นที่จะต้องดัดแปลงก็คือจังหวะในการเปิดและปิดของวาล์วซึ่งมีอิทธิพลต่อประสิทธิภาพการประจุไอดีและสมรรถนะของเครื่องยนต์ บทความนี้ได้นำเสนอการศึกษาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์สำหรับทำนายประสิทธิภาพการประจุไอดีของเครื่องยนต์ โดยใช้ทฤษฎีการเคลื่อนที่ของคลื่นความดันที่มีชื่อว่า GPB Finite System Model โดยแบบจำลองได้พิจารณาท่อไอดีเป็น 1 มิติ โดยแบ่งออกเป็นปริมาตรควบคุมเล็กๆ จำนวนมาก แบบจำลองสร้างมาจากหลักการพื้นฐานการอนุรักษ์มวล, การอนุรักษ์โมเมนตัมและการอนุรักษ์พลังงาน ซึ่งได้รวมผลของแรงเสียดทานและการถ่ายเทความร้อนเข้าไว้ในแบบจำลองด้วยตัวแปรในแบบจำลองพิจารณาอยู่ในรูปของตัวแปรไร้หน่วย แบบจำลองนี้สร้างขึ้นมาใช้กับเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ 4 จังหวะ ที่มีระบบท่อไอดีเป็นระบบท่อตรง แบบจำลองสามารถที่จะคำนวณการเปลี่ยนแปลงของความดันในท่อไอดีในหนึ่งรอบการทำงานของเครื่องยนต์ และเลือกรูปแบบการทำงานของวาล์วที่จะให้ประสิทธิภาพการประจุไอดีสูงสุด ผลที่ได้จากการคำนวณเมื่อนำไปใช้ปรับปรุงปรังเพลิงลูกเบี้ยว เพื่อเปลี่ยนจังหวะทำงานของวาล์ว พบว่าผลที่ได้จากการทดสอบมีความสอดคล้องเป็นอย่างดีกับผลที่ได้จากการคำนวณ

### Abstract

Presently interests in using gaseous fuels in I.C. engines are recognized and increased. Gasoline and diesel engines have generally converted to operated on gaseous fuels. However, in the engine modification process, one of the most important modification is valve timing diagram which influences volumetric efficiency and engine performance. In the study mathematical model to predict engine volumetric efficiency at various valve timing patterns was developed and purposed using pressure wave action method and based on the GPB finite system model. In this model, the intake manifold was divided into small finite control volume and it was one dimensional approach. The model was developed from the principles of mass, momentum, and energy conservations, which included manifold friction and heat transfer between surrounding and the control volume. All parameters in this model are dimensionless forms. The model is aimed to use for 4-stroke, spark ignition engine with straight intake manifold. The model is also able to calculate variation of pressure in intake manifold for one engine operating cycle. The valve timing pattern for maximum volumetric efficiency can be determined from the model. The results from the model were used to modify the engine cam profile. It is found that results from the experiment and the model are in good agreement.

## 1. บทนำ

เป็นที่ทราบกันโดยทั่วไปแล้วว่า องค์ประกอบหนึ่งที่มีอิทธิพลต่อสมรรถนะของเครื่องยนต์ ได้แก่ปริมาณของอากาศและเชื้อเพลิงที่สามารถประจุเข้าสู่เครื่องยนต์ในจังหวะดูด ดังนั้นประสิทธิภาพการประจุไอดีจึงเป็นสิ่งสำคัญที่จะต้องมีการเอาใจใส่ วิธีการหนึ่งที่ใช้ในการปรับปรุงประสิทธิภาพการประจุไอดีได้แก่การปรับปรุงรูปแบบการทำงานของวาล์ว หลักการหนึ่งที่ใช้ปรับปรุงรูปแบบการทำงานของวาล์วได้แก่การทำ Air Flow Modeling ซึ่งนับแต่อดีตจนถึงปัจจุบัน Air Flow Modeling ได้ถูกพัฒนามาตามลำดับดังนี้

### 1.1 Quasi-Steady Method

Quasi-Steady Method เป็นวิธีการที่ง่ายที่สุดที่ได้รับการพัฒนาขึ้นมาเป็นลำดับแรก วิธีการนี้เครื่องยนต์และระบบท่อของเครื่องยนต์จะถูกวิเคราะห์ให้อยู่ในรูปแบบของวงจรไฟฟ้า องค์ประกอบแต่ละองค์ประกอบจะถูกพิจารณาเป็นความต้านทานไฟฟ้า อากาศที่ไหลผ่านท่อและความดันที่ตกคร่อมท่อจะถูกพิจารณาเป็นกระแสไฟฟ้าและความต่างศักย์ไฟฟ้าตามลำดับ ทุกๆสมการที่ใช้จะเป็นสมการทางพีชคณิต สมมติฐานของวิธีนี้จะเป็นสมมติฐานอย่างง่ายไม่ครอบคลุมสภาวะการใช้งาน ดังนั้นวิธีนี้จึงไม่ค่อยแพร่หลายนัก

### 1.2 Filling and Emptying Method

วิธีการนี้มีความซับซ้อนกว่าวิธีการแรก ระบบท่อถูกแบ่งออกเป็นปริมาตรย่อยๆ ในแต่ละส่วนที่ถูกแบ่งจะพิจารณาเป็นระบบเปิด มีการถ่ายเทมวลเข้าและออกจากปริมาตรควบคุมย่อยๆตลอดเวลา ในแต่ละส่วนของปริมาตรควบคุมย่อยๆ ก๊าซจะมีคุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์คงที่ไม่เปลี่ยนแปลงไปกับเวลา ดังนั้นจึงไม่สามารถนำวิธีการนี้มาใช้อธิบายการเปลี่ยนแปลงของความดันและคุณสมบัติของก๊าซอันเนื่องมาจากสภาวะที่มีการเปลี่ยนแปลงไปกับเวลา (Unsteady State) ที่เกิดขึ้นในระบบท่อในช่วงที่มีการเปลี่ยนแปลงภาระหรือความเร็วรอบของเครื่องยนต์ได้ วิธีการนี้จึงเหมาะที่จะใช้ทำนายการเปลี่ยนแปลงของความดันและอัตราการไหลของก๊าซที่เกิดขึ้นในระบบท่อไอดีหรือท่อไอเสีย เมื่อเครื่องยนต์ทำงานที่สภาวะภาระและความเร็วรอบคงที่เท่านั้น (Steady State) หลักการในการสร้างแบบจำลองใช้หลักการกฎการอนุรักษ์มวลและอนุรักษ์พลังงานที่สภาวะคงที่

### 1.3 Wave Action Method

Wave Action Method เกี่ยวข้องกับการหาคำตอบสมการการไหลของของไหลที่อัดตัวได้ (Compressible Gas Flow Equations) และความแตกต่างกันของระดับของความดันในตำแหน่งต่างๆ ของท่อไอดีและท่อไอเสียของเครื่องยนต์ซึ่งพิสูจน์มาจากสมการการอนุรักษ์มวล, สมการการอนุรักษ์โมเมนตัมและสมการการอนุรักษ์พลังงาน ณ ตำแหน่งต่างๆ ภายในท่อซึ่งได้รวมผลของแรงเสียดทานของท่อและการถ่ายเทความร้อนระหว่างกันของแต่ละปริมาตรควบคุมเล็กๆ ของท่อที่ถูกแบ่ง รวมทั้งการถ่ายเทความร้อนระหว่างปริมาตรควบคุมเล็กๆ กับสิ่งแวดล้อมด้วย โดยปกติแบบจำลองที่สร้างขึ้นมาโดยวิธีการ Wave Action Method จะพิจารณาระบบท่อเป็นแบบ 1 มิติ แบบจำลองนี้มีสภาวะใกล้เคียงกับความเป็นจริงมากกว่า 2 วิธีข้างต้น สามารถนำไปใช้ทำนายการเปลี่ยนแปลงของความดันและอัตราการไหลในท่อไอดีและท่อไอเสียของเครื่องยนต์ได้ค่อนข้างแม่นยำ ซึ่งโดยปกติแล้วจะมี

สภาวะการทำงานที่ไม่คงที่เปลี่ยนแปลงตลอดเวลา

## 2. การสำรวจเอกสาร

Earnshaw [1] ได้ทำการศึกษาและอธิบายการเคลื่อนที่ของคลื่นความดันในทิศทางเดียว และได้ค้นพบสมการแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วของอนุภาคของก๊าซในท่อ ที่เคลื่อนที่เข้าหรือออกจากเครื่องยนต์กับขนาดของความดันในท่อนี้ที่ไม่มีแรงเสียดทาน

Wallace และ Boxer [2] ได้พัฒนาเทคนิคการวิเคราะห์คลื่นความดันที่เกิดขึ้นในท่อของเครื่องยนต์จริงๆ แต่อย่างไรก็ตามวิธีที่เขาคิดขึ้นมาก็ยังคงเป็นวิธีทางด้านกราฟฟิก (Graphical Method) ซึ่งนำมาใช้จริงได้ยาก

Bannister [3] ได้พัฒนาทฤษฎีของ Earnshaw แล้วนำไปวิเคราะห์การเคลื่อนที่ของคลื่นความดันที่เกิดจากการปล่อยอากาศความดันสูงออกจากกระบอกสูบอย่างทันทีทันใด วิธีการของ Bannister นี้ สามารถคำนวณการเคลื่อนที่ของคลื่นความดันที่ซับซ้อนได้อย่างถูกต้อง นอกจากนั้นยังพบว่าเมื่อคลื่นความดันเคลื่อนที่ไปในท่อที่มีความยาวมากๆ ต้องนำผลของความเสียดทาน และการถ่ายเทความร้อนมาคำนวณด้วย โดยความเสียดทานในท่อจะทำให้ขนาดของคลื่นความดันลดลงตามระยะทางที่เคลื่อนที่และทำให้ความเร็วของอนุภาคของก๊าซในท่อมีความเร็วลดลงด้วย การถ่ายเทความร้อนเข้าสู่ท่อจะทำให้ขนาดของคลื่นความดันสูงขึ้นแต่จะลดลงเมื่อมีการถ่ายเทความร้อนออกจากท่อซึ่งจะส่งผลให้ความเร็วของอนุภาคของก๊าซในท่อมีความเร็วสูงขึ้นและลดลงตามลำดับ

Benson [4] เป็นผู้วิจัยกลุ่มแรกที่ได้รับริเริ่มนำเทคนิคทางการวิเคราะห์ด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์มาใช้กับ Method of Characteristic ซึ่งเป็นแบบจำลองแบบ Steady Flow ที่จัดให้อยู่ในรูปแบบของตัวแปรไร้หน่วย หลังจากนั้นวิธีนี้ก็ได้นำมาใช้แทนวิธีทางกราฟฟิก (Graphical Method) ที่เคยใช้มาแต่ดั้งเดิม

Blair [5] ได้พัฒนาทฤษฎีการเคลื่อนที่ของคลื่นความดันในระบบท่อที่ใกล้เคียงกับการเกิดขึ้นของคลื่นความดันจริงๆ โดยทฤษฎีที่พัฒนาขึ้นนี้มีชื่อเรียกว่า GPB Finite System ซึ่งได้คำนึงถึงผลของการเปลี่ยนแปลงพื้นที่หน้าตัดของท่อ, การเกิดแรงเสียดทาน การถ่ายเทความร้อนรวมทั้งสภาวะ Unsteady Flow ที่เกิดขึ้นในท่อของเครื่องยนต์ นอกจากนั้นเขาได้ทำการเปรียบเทียบความแม่นยำในการคำนวณการเกิดขึ้นของความดัน และอัตราการไหลของก๊าซในท่อไอดีและท่อไอเสียที่คำนวณได้จากวิธีนี้และวิธีอื่นๆพบว่ามีความแม่นยำในการคำนวณมากกว่าและใช้เวลาในการคำนวณน้อยกว่า

## 3. แบบจำลองทางคณิตศาสตร์

แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่ใช้ทำนายประสิทธิภาพการประจุไอดีของเครื่องยนต์ พัฒนาขึ้นมาโดยใช้ทฤษฎีการเคลื่อนที่ของคลื่นความดันที่มีชื่อว่า GPB Finite System สำหรับแบบจำลองนี้ท่อไอดีถูกแบ่งออกเป็นปริมาตรควบคุมเล็กๆ โดยพิจารณาใน 1 มิติ แบบจำลองพัฒนามาจากสมการพื้นฐานต่างๆ เช่น สมการการอนุรักษ์มวล, สมการการอนุรักษ์โมเมนตัมและสมการการอนุรักษ์พลังงานที่ได้รวมผล

กระทบของแรงเสียดทานในท่อและการถ่ายเทความร้อนเข้าไว้ด้วย ตัวแปรทุกตัวในแบบจำลองอยู่ในรูปแบบของตัวแปรไร้หน่วย แบบจำลองสร้างขึ้นมาเพื่อใช้กับเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ 4 จังหวะ 1 สูบ ระบบท่อไอดีเป็นระบบท่อตรง ระบบจ่ายเชื้อเพลิงเป็นอุปกรณ์ผสมก๊าซกับอากาศ (Gas Mixer) โดยเครื่องยนต์ 1 สูบที่ใช้ทดสอบพัฒนามาจากเครื่องยนต์ Toyota รุ่น 1G – GE DOHC เป็นเครื่องยนต์จุดระเบิดด้วยประกายไฟ 4 จังหวะ จำนวนกระบอกสูบ 6 สูบ ปริมาตรกระบอกสูบรวม 2.0 ลิตร แบบจำลองสามารถคำนวณความดันในท่อไอดีใน 1 รอบการทำงานของเครื่องยนต์ซึ่งนำไปสู่การคำนวณมวลไอดี รูปแบบของวาล์วที่ให้ประสิทธิภาพการประจุไอดีสูงที่สุดจะถูกเลือกออกมาจากแบบจำลอง

### 3.1 สมมติฐานของแบบจำลองทางคณิตศาสตร์

แบบจำลองทางคณิตศาสตร์สร้างขึ้นมาโดยใช้สมมติฐานต่อไปนี้

- พิจารณาการเคลื่อนที่ของคลื่นความดันและก๊าซในท่อไอดีใน 1 มิติ
- พิจารณาคณสมบัตินของก๊าซที่ไหลในท่อไอดีเป็นอากาศเท่านั้น
- ระบบท่อไอดีเป็นระบบท่อตรงและแบ่งพิจารณาเป็นปริมาตรเล็กๆ
- รูปแบบการทำงานของวาล์วพิจารณาเฉพาะในส่วนของวาล์วไอดี โดยเน้นที่จังหวะการปิดเท่านั้น
- แบบจำลองเป็นแบบจำลองแบบ Cold Model (ไม่มีการจุดระเบิด)

### 3.2 การเคลื่อนที่ของคลื่นความดันและอัตราการไหลของก๊าซที่เกิดขึ้นในระบบท่อไอดีของเครื่องยนต์

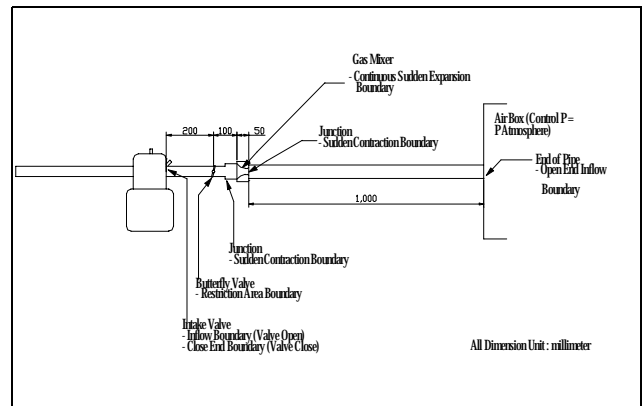
กระบวนการไหลของก๊าซเข้าและออกจากเครื่องยนต์ เป็นสภาวะการไหลที่ไม่คงที่เปลี่ยนแปลงไปกับเวลา ซึ่งสภาวะนี้ถูกกำหนดโดยความดัน อุณหภูมิ และความเร็วในการเคลื่อนที่ของอนุภาคของก๊าซในท่อซึ่งจะไม่คงที่ ในกรณีของการดูดไอดีการเคลื่อนที่ของลูกสูบลงจุดประจุทำให้ความดันในกระบอกสูบลดลงอย่างรวดเร็ว ก่อให้เกิดคลื่นความดันขยาย (Expansion Pressure Wave) ซึ่งมีความดัน ณ ทุกๆ จุดบนลูกคลื่นต่ำกว่าความดันบรรยากาศ เคลื่อนที่ผ่านวาล์วไอดีออกสู่ปลายท่อไอดีทำให้เกิดการเปลี่ยนแปลงความดัน อุณหภูมิและความเร็วในการเคลื่อนที่ของอนุภาคของก๊าซในท่อไอดี ซึ่งจะส่งผลต่ออัตราการไหลของอากาศที่ไหลเข้าสู่เครื่องยนต์ ในกรณีของไอเสียก็เช่นเดียวกันเมื่อวาล์วไอเสียเปิด ไอเสียความดันสูงจะพุ่งผ่านวาล์วไอเสียออกมาอย่างรวดเร็วทำให้เกิดคลื่นความดันอัด (Compression Pressure Wave) ซึ่งมีความดัน ณ ทุกๆ จุดบนลูกคลื่นสูงกว่าความดันบรรยากาศ เคลื่อนที่ออกสู่ปลายท่อไอเสีย ทำให้เกิดการเปลี่ยนแปลงของความดัน อุณหภูมิและความเร็วในการเคลื่อนที่ของอนุภาคของก๊าซในท่อไอเสีย

โดยทั่วไปในท่อไอดีหรือท่อไอเสียก็ตามคลื่นความดันที่เคลื่อนที่ผ่านวาล์วออกไปจะเกิดการตกกระทบและสะท้อนกลับ ณ ตำแหน่งของท่อที่มีการเปลี่ยนแปลงพื้นที่หน้าตัดตลอดเวลา ซึ่งตำแหน่งที่มีการเปลี่ยนแปลงพื้นที่หน้าตัดจะเรียกว่า สภาวะขอบเขต

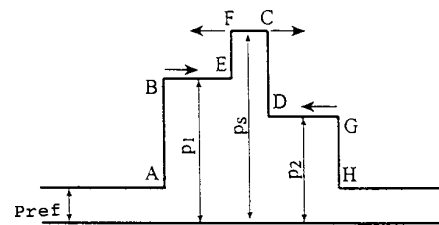
สำหรับแบบจำลองนี้พิจารณาสภาวะขอบเขตภายในท่อไอดี 6 สภาวะด้วยกัน ได้แก่

- ปลายท่อที่เปิดสู่บรรยากาศ (Open End Inflow)
- รอยต่อระหว่างท่อและอุปกรณ์ผสมก๊าซกับอากาศที่พื้นที่หน้าตัดลดขนาดลงอย่างทันทีทันใด (Sudden Contraction)

- อุปกรณ์ผสมก๊าซกับอากาศ ณ ตำแหน่งซึ่งมีพื้นที่ขยายขึ้นอย่างต่อเนื่อง (Continuous Sudden Expansion)
  - รอยต่อระหว่างอุปกรณ์ผสมก๊าซกับอากาศและท่อลดขนาดที่พื้นที่หน้าตัดลดขนาดลงอย่างทันทีทันใด (Sudden Contraction)
  - พื้นที่จำกัดการไหล ณ วาล์วปีกผีเสื้อ (Restriction Area)
  - วาล์วไอดี ในช่วงที่วาล์วเปิดจะเป็น สภาวะขอบเขตของการไหลจากท่อผ่านวาล์วเข้ากระบอกสูบ (Inflow) ในช่วงที่วาล์วปิดจะเป็น สภาวะขอบเขตท่อบลายนปิด (Close End)
- จากการที่คลื่นความดันเกิดการตกกระทบและสะท้อนกลับ ณ ตำแหน่งสภาวะขอบเขตนี้ ทำให้เกิดการรวมกันของคลื่นความดันที่เคลื่อนที่ในทิศทางตรงกันข้ามตลอดเวลาแสดงได้ดังรูปที่ 2



รูปที่ 1 สภาวะขอบเขตในท่อไอดีของแบบจำลองทางคณิตศาสตร์



รูปที่ 2 แบบจำลองแสดงการรวมกันของคลื่นความดัน

ถ้ากำหนดให้คลื่นลูกที่ 1 มีขนาดของความดันเท่ากับ  $P_1$  มีอัตราส่วนความดันเมื่อเทียบกับความดันอ้างอิง  $X_1$  และ กำหนดให้คลื่นลูกที่ 2 มีขนาดของความดันเท่ากับ  $P_2$  มีอัตราส่วนความดันเมื่อเทียบกับความดันอ้างอิง  $X_2$  และมีสมมติฐานให้ความดันและความเร็วเสียงอ้างอิงเท่ากับ  $P_{ref}$  และ  $a_{ref}$  จากการพิสูจน์ของ Blair [5] จะได้ว่า อัตราส่วนความดันรวม (Superposition Pressure Amplitude Ratio,  $X$ ) ณ ตำแหน่งที่เกิดการรวมกันของคลื่นความดันจะมีค่าดังสมการที่ 1

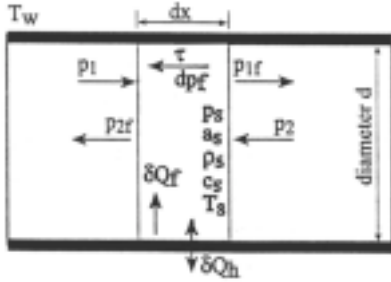
$$\left(\frac{P_S}{P_{ref}}\right)^{\gamma-1} = \left(\frac{P_1}{P_{ref}}\right)^{\gamma-1} + \left(\frac{P_2}{P_{ref}}\right)^{\gamma-1} \quad (1)$$

หรือ 
$$X_S = X_1 + X_2 - 1 \quad (2)$$

ความสัมพันธ์ ระหว่างความเร็วอนุภาคของก๊าซ กับความดัน  $P$  สำหรับตำแหน่งใด ๆ ของคลื่นความดันในกรณีที่เป็นคลื่นเคลื่อนที่สวนทางกัน  $C_S$  แสดงได้ดังนี้

$$C_s = a_{ref} \left( \frac{2}{\gamma - 1} \right) (X_1 - X_2) \quad (3)$$

ขณะที่คลื่นความดันเคลื่อนที่ภายในท่อ อนุภาคของก๊าซที่เคลื่อนที่ไปกับคลื่น ส่วนหนึ่งจะเคลื่อนที่สัมพันธ์กับผนังท่อ ซึ่งจะทำให้เกิดแรงต้านการเคลื่อนที่ อันเนื่องมาจากความเสียดทาน แรงต้านนี้จะมีผลกระทบกับคลื่นความดันสองประการด้วยกัน ประการแรกคือ ขนาดของคลื่นความดันจะลดลงและประการที่สองคือ งานที่แรงต้านกระทำจะเปลี่ยนเป็นรูปพลังงานภายใน ดังแสดงในรูปที่ 3



รูปที่ 3 การถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันเนื่องจากความเสียดทานขณะคลื่นเคลื่อนที่เข้ารวมกันแบบซูเปอร์โพสิชัน

จากรูปที่ 3 คลื่นความดันลูกที่ 1 และลูกที่ 2 ซึ่งมีขนาดของความดันเท่ากับ  $P_1$  และ  $P_2$  ตามลำดับ กำลังเคลื่อนที่ในทิศทางตรงข้ามกันและเข้ารวมกันได้ระยะทาง  $dx$  ในช่วงเวลา  $dt$  ระหว่างการรวมกันของคลื่นเกิดความร้อนภายใน  $dQ_f$  และความดันลดลงเท่ากับ  $dP_f$  เมื่อ  $P_{f1}$  และ  $P_{f2}$  คือขนาดของความดันของคลื่นความดันลูกที่ 1 และ 2 หลังจากผ่านกระบวนการรวมกันและสูญเสียความดัน อันเนื่องมาจากความเสียดทานตามลำดับ ขนาดของคลื่นความดันที่ลดลง ( $dP_f$ ) สามารถหาได้จากสมการต่อไปนี้

$$dP_f = \frac{2fP_s C_s^3 dt}{D} \quad (4)$$

คลื่นความดันรวม  $P_s$  จะสูญเสียความดันอันเนื่องมาจากความเสียดทานเท่ากับ  $dP_f$  สามารถหาขนาดของคลื่นความดันรวมใหม่  $P_{sf}$  ได้ดังนี้

$$P_{sf} = P_s \pm dP_f \quad (5)$$

โดยเครื่องหมายหน้า  $dP_f$  จะเป็นบวกเมื่อเป็นคลื่นความดันอัดและจะเป็นลบเมื่อเป็นคลื่นความดันขยาย

โดยอาศัยสมการอนุรักษ์มวลและสมการโมเมนตัม สำหรับการเคลื่อนที่ของคลื่นความดัน จะสามารถพิสูจน์หาขนาดของคลื่นความดันลูกที่ 1  $P_{1f}$  และ ลูกที่ 2  $P_{2f}$  ภายหลังจากผ่านการรวมกันและสูญเสียความดันอันเนื่องมาจากแรงเสียดทาน [5] ได้ดังสมการต่อไปนี้

$$P_{1f} = P_{ref} X_{1f}^{\frac{\gamma-1}{2\gamma}} \quad (6)$$

$$P_{2f} = P_{ref} X_{2f}^{\frac{\gamma-1}{2\gamma}} \quad (7)$$

เมื่อ

$$X_{1f} = \frac{1}{2} \left[ 1 + X_{sf} + \frac{C_{sf}}{a_{ref} \left( \frac{2}{\gamma-1} \right)} \right] \quad (8)$$

และ

$$X_{2f} = 1 + X_{sf} - X_{1f} \quad (9)$$

งานที่กระทำโดยแรงเสียดทานได้ระยะทาง  $dx$  ในช่วงเวลา  $dt$  จะเปลี่ยนรูปไปเป็นความร้อน  $dQ_f$  มีค่าเป็น

$$dQ_f = \delta W_f = F dx = \frac{\pi D f P_s C_s^4 dt^2}{2} \quad (10)$$

ระหว่างการเคลื่อนที่ของคลื่นความดันภายในท่อที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเท่ากับ  $D$  การถ่ายเทความร้อนสามารถเกิดขึ้นได้ ถ้ามีความแตกต่างกันของอุณหภูมิก๊าซ  $T_s$  และอุณหภูมิผิวท่อ  $T_w$  โดยสามารถหาปริมาณความร้อน  $dQ_h$  ที่ถ่ายเทผ่านพื้นที่ผิวท่อ  $A$  ที่เกิดขึ้นในช่วงเวลา  $dt$  ได้จากสมการต่อไปนี้ [5]

$$dQ_h = \pi D C_h dX (T_w - T_s) dt \quad (11)$$

เมื่อ  $C_h$  คือ สัมประสิทธิ์การพาความร้อนระหว่างก๊าซกับท่อ

การถ่ายเทความร้อนทั้ง  $dQ_f$  และ  $dQ_h$  จะส่งผลต่อขนาดของคลื่นความดัน คือ การถ่ายเทความร้อนเข้าสู่ท่อจะทำให้คลื่นความดันสูงขึ้น แต่จะลดลงเมื่อมีการถ่ายเทความร้อนออกจากท่อ

เนื่องจากการที่คลื่นมีการเคลื่อนที่ไปตกกระทบและเกิดการสะท้อนกลับที่สภาวะขอบเขตของท่อ ก่อให้เกิดการเคลื่อนที่ของคลื่นความดันสวนทางกันและเกิดการรวมตัวกันอยู่ตลอดเวลา การเคลื่อนที่ของคลื่นความดันและการรวมตัวกันของคลื่นจะดำเนินไปในท่อที่มีความเสียดทานและมีการถ่ายเทความร้อน อัตราการไหลของก๊าซที่เกิดขึ้นในท่อจะต้องคิดมาจากความดันที่คิดผลของความเสียดทานและการถ่ายเทความร้อนแล้ว การไหลเชิงมวลเนื่องจากการรบกวนของคลื่นความดัน [5] คำนวณได้ดังนี้

$$\dot{m} = a_{ref} P_{ref} A \left( \frac{2}{\gamma-1} \right) (X_{1f} + X_{2f} - 1)^{\frac{2}{\gamma-1}} (X_{1f} - X_{2f}) \quad (12)$$

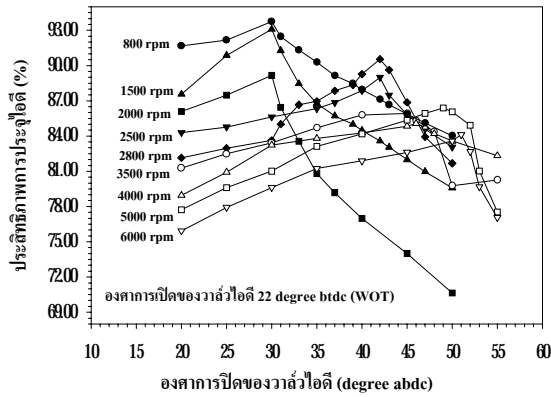
#### 4. การเปรียบเทียบผลจากแบบจำลองและผลการทดสอบ

##### 4.1 ผลการคำนวณประสิทธิภาพการประจุไอดีที่คำนวณ

ได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์

รูปที่ 4 แสดงประสิทธิภาพในการประจุไอดีที่คำนวณได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ เมื่อทำการเปลี่ยนตำแหน่งมุมการปิดของวาล์วไอดี (IVC) ขณะที่องศาการเปิดอยู่ที่ตำแหน่งเดียวกัน คือ 22 degree bt/dc มุมการเปิดของวาล์วปีกผีเสื้อเปิดเต็มที่ (WOT) จากผลการคำนวณพบว่าที่ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ต่ำตั้งแต่ 800 ถึง 2,000 rpm เมื่อทำการปรับมุม IVC ไปที่ตำแหน่ง 30 degree ab/dc ประสิทธิภาพในการประจุไอดีเพิ่มขึ้นตามลำดับ แต่เมื่อปรับมุม IVC ไปมากกว่านี้ประสิทธิภาพการประจุไอดีกลับมีค่าลดลง ที่ความเร็วรอบของเครื่องยนต์ปานกลาง 2,500 ถึง 2,800 rpm เมื่อทำการปรับมุม IVC ไปจนถึงตำแหน่ง 42 degree ab/dc ประสิทธิภาพในการประจุไอดีเพิ่มขึ้นตามลำดับ เมื่อปรับมุมการปิดของวาล์วให้ปิดช้าไปกว่านี้ประสิทธิภาพการประจุไอดีกลับมีค่าลดลง ที่ความเร็วรอบสูง 3,500 ถึง 6,000 rpm ก็ให้

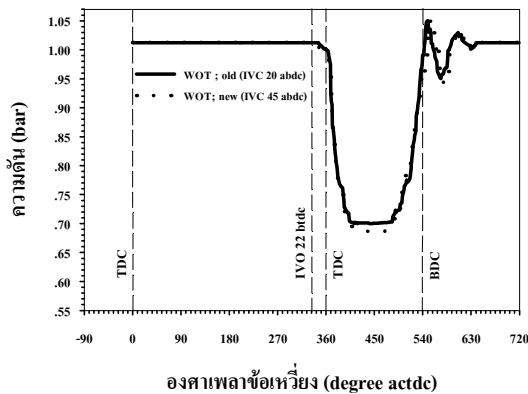
ผลเช่นเดียวกับที่ความเร็วรอบปานกลางและความเร็วรอบต่ำ ที่ความเร็วรอบ 3500, 4000, 5000 และ 6000 rpm ให้ประสิทธิภาพการประจุไอดีสูงสุดที่มุม IVC 45, 46, 49, และ 51 degree abdc ตามลำดับ



รูปที่ 4 ประสิทธิภาพการประจุไอดีที่คำนวณได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ ณ ตำแหน่งของวาล์วไอดีต่าง ๆ

ทั้งนี้สามารถอธิบายเหตุผลได้ว่า ขณะที่วาล์วไอดียังเปิดอยู่ในตอนต้นของจังหวะการอัด ความดันในท่อยังคงเป็นความดันบรรยากาศแต่ยังสูงกว่าความดันในกระบอกสูบ ซึ่งส่งผลให้ไอดีสามารถไหลเข้าสู่กระบอกสูบได้ต่อไปในตอนเริ่มต้นของจังหวะการอัด เรียกผลของการไหลเข้าของไอดีในตอนต้นของจังหวะอัดว่า ผลของความเฉื่อยของมวลไอดี (Ramming Effect) และเนื่องจากวาล์วไอดีปิดหลังการเริ่มต้นของจังหวะอัดการไหลกลับของไอดีจากกระบอกสูบเข้าไปในท่อยังคงสามารถเกิดขึ้นได้ เมื่อความดันในกระบอกสูบสูงขึ้นจนมากกว่าความดันในท่อยังคง อันเนื่องมาจากการเคลื่อนที่อัดประจุของลูกสูบไปยังศูนย์ตายบน ที่ความเร็วรอบต่ำผลของความเฉื่อยจะมีน้อยกว่าความเร็วรอบสูง ถ้าให้วาล์วไอดีเปิดนานๆ โอกาสที่จะเกิดการสูญเสียมวลของไอดีที่ไหลออกไปก็จะมีโอกาสเกิดขึ้นได้มาก ดังนั้นที่ความเร็วรอบต่ำวาล์วจึงปิดเร็วกว่าที่ความเร็วรอบสูง

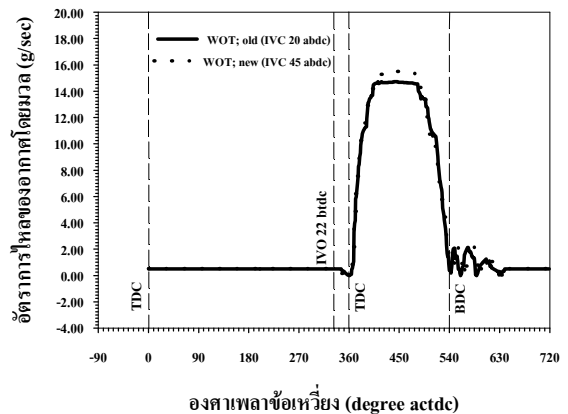
#### 4.2 ความดันและอัตราการไหลของอากาศโดยมวลที่คำนวณได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์



รูปที่ 5 ความดันในท่อยไอดีที่คำนวณได้จากแบบจำลองที่ความเร็วรอบ 3500 rpm

รูปที่ 5 แสดงผลการคำนวณการเปลี่ยนแปลงของความดันในท่อยไอดี ณ ตำแหน่งก่อนเข้าสู่วาล์วไอดีใน 1 รอบการทำงานของเครื่องยนต์ 4 จังหวะที่ความเร็วรอบ 3500 rpm ซึ่งเป็นความเร็วรอบที่เลือกมาเป็นตัวแทน โดยเป็นผลของความดันเปรียบเทียบระหว่างรูปแบบการทำงานของวาล์วไอดีเดิมของเครื่องยนต์ (IVO 22 degree btdc, IVC 20 degree abdc) และรูปแบบที่คำนวณได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ (IVO 22 degree btdc, IVC 45 degree abdc)

จากรูปที่ 5 สังเกตได้ว่าความดันในท่อยไอดีมีลักษณะต่ำกว่าบรรยากาศและเริ่มสูงขึ้นกว่าบรรยากาศเล็กน้อยและลดต่ำลงอีก การเปลี่ยนแปลงของความดันนี้ เกิดขึ้นเนื่องจากการเคลื่อนที่ลงสุดประจุของลูกสูบเกิดขึ้นอย่างรวดเร็ว ทำให้ความดันในกระบอกสูบมีการเปลี่ยนแปลงลดลงรวดเร็ว การเปลี่ยนแปลงของความดันในกระบอกสูบที่ลดลงแปรผันกับเวลานี้จะทำให้เกิดเป็น Pulse ของความดัน หรือคลื่นของความดันขยาย ซึ่งมีขนาดของความดันต่างๆ จุดบนคลื่นต่ำกว่าความดันบรรยากาศ เคลื่อนที่ผ่านวาล์วไอดีออกสู่ระบบท่อไปยังตำแหน่งปลายท่อซึ่งเป็นปลายเปิดออกสู่บรรยากาศ โดยเคลื่อนที่ผ่านสภาวะขอบเขตต่างๆ ในท่อย และผ่านระบบท่อไอดีซึ่งมีความเสียดทาน ทำให้คลื่นความดันขยายลดขนาดลง และเกิดการสะท้อนที่ปลายเปิดของท่อกลับเฟสกลายเป็นคลื่นความดันอัด เคลื่อนที่ย้อนกลับมาทางเดิมผ่านสภาวะขอบเขตและระบบท่อไอดีซึ่งมีความเสียดทาน ทำให้เมื่อคลื่นความดันอัดเมื่อเคลื่อนที่กลับมาถึงตำแหน่งก่อนเข้าสู่วาล์ว ขนาดของคลื่นความดันจึงมีขนาดลดลงอย่างมาก และคลื่นความดันอัดนี้ก็เคลื่อนที่กลับไปยังตำแหน่งปลายท่อ ซึ่งเป็นปลายเปิดอีกครั้ง กระบวนการนี้จะดำเนินไปเรื่อยๆ จนกระทั่งขนาดของคลื่นความดันลดขนาดลงจนเท่ากับความดันบรรยากาศในที่สุด



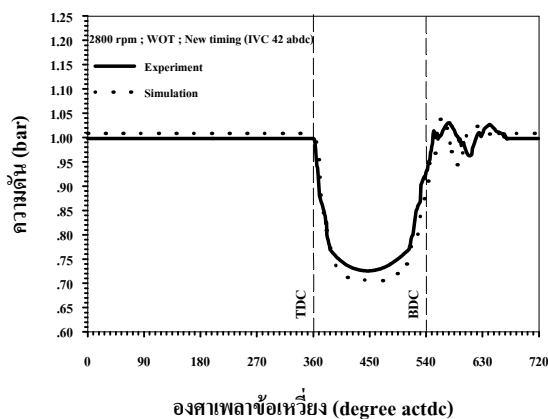
รูปที่ 6 อัตราการไหลโดยมวลที่คำนวณได้จากแบบจำลองที่ความเร็วรอบ 3500 rpm

รูปที่ 6 เป็นผลการคำนวณอัตราการไหลของอากาศหรือไอดีในท่อยไอดี ณ ตำแหน่งก่อนเข้าสู่วาล์วไอดี ใน 1 รอบการทำงานของเครื่องยนต์ 4 จังหวะ เป็นผลการคำนวณที่ความเร็วรอบ 3500 rpm โดยเป็นผลของอัตราการไหลของอากาศระหว่างรูปแบบการทำงานของวาล์วไอดีเดิมของเครื่องยนต์ (IVO 22 degree btdc, IVC 20 degree abdc) และรูปแบบที่คำนวณได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ (IVO 22 degree btdc, IVC 45 degree abdc) จากรูปดังกล่าวสังเกตได้ว่าอัตรา

การไหลของอากาศโดยมวลขึ้นอยู่กับความดันในรูปที่ 5 จากรูปที่ 6 สังเกตได้ว่าอัตราการไหลของอากาศโดยมวล ณ ตำแหน่งหลังศูนย์ตายล่างหรือในช่วงที่ลูกสูบเคลื่อนที่ขึ้นอัดประจุในตอนต้นของจังหวะการอัด อัตราการไหลยังมีค่าสูงอยู่ ซึ่งมีประโยชน์อย่างมากในการนำมาเพิ่มประสิทธิภาพการประจุไอโดยการขยายช่วงจังหวะการปิดของวาล์วไอได้ออกไปอยู่ในช่วงจังหวะการอัดให้มากขึ้น เพื่อให้มวลไหลเข้ามาได้ในขณะที่ความดันภายในกระบอกสูบ ในตอนต้นของจังหวะการอัดยังต่ำกว่าความดันในท่อไอดี เรียกว่านำผลของความเฉื่อยของมวลไอดี (Ramming Effect) มาใช้ปรับให้ตำแหน่งการปิดของวาล์วไอดีให้ปิดเมื่อความดันในกระบอกสูบสูงขึ้นและเริ่มเกิดการไหลกลับ ซึ่งจะเป็นตำแหน่งองศาการปิดของวาล์วไอดีที่ทำให้เกิดประสิทธิภาพการประจุไอดีที่สูงที่สุด ซึ่งจะแตกต่างกันในแต่ละความเร็วรอบของเครื่องยนต์

### 4.3 การเปรียบเทียบผลการคำนวณจากแบบจำลองและจากการทดสอบ

เพื่อตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ ได้ทำการเปรียบเทียบความดันในท่อไอดี ณ ตำแหน่งก่อนเข้าสู่วาล์วไอดีระหว่างค่าที่ได้จากการคำนวณและค่าที่ได้จากการทดสอบ โดยแสดงผลของความดันที่สภาวะลิ้นเร่งเปิดสุด (WOT) ความเร็วรอบ 2800 rpm ซึ่งเป็นความเร็วที่ไม่เกินขีดความสามารถของมอเตอร์ขับเคลื่อน จากผลการเปรียบเทียบเห็นได้ว่าผลที่ได้มีความสอดคล้องกัน ดังนั้นจึงสามารถยืนยันได้ว่าทฤษฎีการเคลื่อนที่ของคลื่นความดันสามารถนำไปประยุกต์สร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อหารูปแบบการทำงานของวาล์วที่เหมาะสมกับสภาวะการทำงานของเครื่องยนต์ได้ผลดีซึ่งสามารถนำไปใช้ได้ทั้งกับเชื้อเพลิงก๊าซและเชื้อเพลิงเหลว



รูปที่ 7 ความดันในท่อไอดีที่ได้จากการคำนวณและจากการทดสอบ IVO 22° btdc, IVC 42° abdc ความเร็วรอบ 2800 rpm

## 5. บทสรุป

ผลการคำนวณโดยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ พบว่ายิ่งเพิ่มความเร็วยิ่งของเครื่องยนต์ให้สูงขึ้น ตำแหน่งการปิดของวาล์วไอดีที่ให้ประสิทธิภาพการประจุไอดีสูงสุด จะอยู่เลยไปในจังหวะที่ลูกสูบเคลื่อนที่ขึ้นอัดประจุมากกว่าที่ความเร็วรอบต่ำ กล่าวคือที่ความเร็วรอบ 800, 1500 และ 2000 rpm ตำแหน่ง IVC ที่เหมาะสมเท่ากับ 30

degree abdc, ที่ความเร็วรอบ 2500 และ 2800 rpm ตำแหน่ง IVC ที่เหมาะสมเท่ากับ 42 degree abdc, ที่ความเร็วรอบ 3500, 4000, 5000, 6000 rpm ตำแหน่ง IVC ที่เหมาะสมเท่ากับ 45, 46, 49, และ 51 degree abdc ตามลำดับ จากการตรวจสอบความแม่นยำของแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ โดยการเปรียบเทียบผลของความดันที่คำนวณได้จากแบบจำลองและผลจากการทดสอบ พบว่ามีความสอดคล้องไปในทิศทางเดียวกัน ซึ่งรูปแบบการทำงานของวาล์วที่ให้ประสิทธิภาพการประจุไอดีสูงสุดที่ได้จากแบบจำลองนี้ นอกจากจะสามารถนำไปใช้กับเครื่องยนต์ที่ปรับปรุงมาใช้เชื้อเพลิงก๊าซแล้วยังนำไปใช้กับเครื่องยนต์ที่ใช้เชื้อเพลิงเหลวได้ด้วย

### เอกสารอ้างอิง

- [1] Earnshaw, S. "On the Mathematical Theory of Sound", Proc. Roy. Soc., 1910, Vol. 84
- [2] Wallace, F.J. and Boxer, G. "Wave Action in Diffusers for Exhaust Pipe Systems with Special Reference to the Scavenging of Two-Stroke Engines", Proc. I. Mech. E., 1956, Vol. 170
- [3] Bannister, F.K. "Pressure Wave in Gases in Pipes", Akroyd Stuart Memorial Lectures, University of Nottingham, 1958, pp. 66-68
- [4] Benson, R.S. "The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal Combustion Engines", Oxford, Clarendon press, 1982, Vol.1, pp. 13-77
- [5] Blair, G.P. "Design and Simulation of Four Stroke Engines", Society of Automotive Engineers, Pennsylvania, 1999, pp. 153-406
- [6] Winterbone, D.E. and Pearson, R.J. "Design Technique for Engine Manifolds Wave Action Methods for IC Engines" Society of Automotive Engineers, Pennsylvania, 1999, pp. 197-222
- [7] Winterbone, D.E. and Pearson, R.J. "Theory of Engine Manifold Design Wave Action Methods for IC Engines", Society of Automotive Engineers, Pennsylvania, 2000, pp. 25-28