

การวิเคราะห์อุณหภูมิและอัตราการไหลในระบบหมุนเวียนก๊าซไอเสียแต่ละสถานะ โดยใช้
พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ

CFD Analysis of Temperature and Flow Rate in an Exhaust Gas Recirculation
System in Different EGR Condition

พริกิตต์ วิสิฐภากร¹ และ เฉลิมพล เปล่งสะอาด^{1,*}

¹ภาควิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ บางเขน กรุงเทพฯ 10900

*e-mail: fengcpp@ku.ac.th

บทคัดย่อ

เครื่องยนต์ดีเซลสมัยใหม่ใช้การหมุนเวียนก๊าซไอเสียเพื่อลดไนโตรเจนออกไซด์ ไนโตรเจนออกไซด์เกิดจากการเผาไหม้ที่อุณหภูมิสูง ออกซิเจนทำปฏิกิริยากับไนโตรเจนเปลี่ยนรูปเป็นไนโตรเจนออกไซด์และไนโตรเจนไดออกไซด์ โดยที่ก๊าซเหล่านี้เมื่อรวมกับสารประกอบไฮโดรคาร์บอนจะเป็นตัวการสำคัญที่ทำให้เกิดหมอกควันขึ้น

งานวิจัยชิ้นนี้ มีจุดประสงค์เพื่อศึกษาเกี่ยวกับการไหลของน้ำหล่อเย็นภายในระบบหมุนเวียนก๊าซไอเสียภายในเครื่องยนต์ดีเซล เรื่องการหาปริมาณน้ำหล่อเย็นที่ใช้ในระบบการหมุนเวียนก๊าซไอเสียเมื่อเปรียบเทียบกับก๊าซไอเสีย ณ รอบเครื่องยนต์และภาระงานต่างกัน จากผลการทดลองพบว่า เมื่อรอบการทำงานสูงขึ้น ระบบจะดึงน้ำหล่อเย็นเข้ามาปริมาณมากขึ้น เนื่องจากไอเสียมีมวลและอุณหภูมิสูงขึ้น จากการจำลองทางคอมพิวเตอร์มีความเป็นไปได้สูงในการเกิดฟองอากาศในฝั่งขาออกของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนบริเวณที่มีความเร็วในการไหลต่ำ

คำหลัก: เครื่องยนต์ดีเซล, ระบบเชื้อเพลิงร่วม, ระบบหมุนเวียนก๊าซไอเสีย, พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ, เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

Abstract

Modern engines implement exhaust gas recirculation to reduce NO_x. NO_x is produced during the combustion in high temperatures. Oxygen combines with nitrogen to form NO and NO₂. NO_x combines with hydrocarbons to form SMOG.

This research aimed to study coolant flow in exhaust gas recirculation system in diesel engine in learning about coolant's mass flow rate in system varied in RPM and load's condition depend on it. Results indicate that higher load or higher engine's speed it require more coolant and high risk to vaporization nearly in water outlet zone (Low-velocity zone)

Keywords: Direct injection Diesel engine, Dual fuel, Exhaust gas recirculation (EGR), Computational fluid dynamics (CFD), Heat exchanger

1. บทนำ

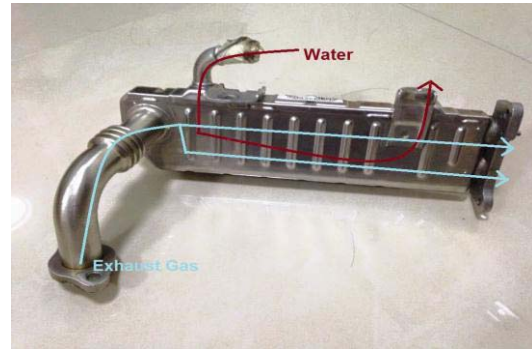
ระบบหมุนเวียนก๊าซไอเสียภายในเครื่องยนต์ (EGR: Exhaust gas recirculation) คือเทคนิคลดก๊าซไอเสียภายในรถยนต์ โดยเฉพาะ NO_x (nitrogen oxide and nitrogen dioxide) หลักการทำงานคือการนำอากาศมาผสมเข้ากับก๊าซไอเสียเพื่อลดอุณหภูมิเผาไหม้และออกซิเจนส่วนเกิน ก๊าซไอเสียจะช่วยเพิ่มความจุความร้อนจำเพาะ ลดอุณหภูมิสูงสุดของการเผาไหม้ เมื่ออุณหภูมิการเผาไหม้ลดลง การเกิดของ NO_x ก็จะน้อยลงด้วย เพราะ NO_x จะก่อตัวขึ้นจากไนโตรเจนและออกซิเจนในอุณหภูมิสูง ในเครื่องยนต์ดีเซลสมัยใหม่จะมีการลดอุณหภูมิของก๊าซไอเสียก่อนนำกลับมาใช้ใหม่โดยอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (Heat exchanger) เพื่อการนำกลับมาใช้ใหม่ด้วยมวลมากขึ้น ต่างกับเครื่องยนต์ SI (Spark ignition) ที่มีอุณหภูมิเผาไหม้ต่ำกว่าของ CI (Compression Ignition) [1]

สาเหตุหลักที่ผู้ผลิตรถยนต์ต้องพัฒนาระบบ EGR ขึ้นมาคือ ปัญหาด้านผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อม อันได้แก่ NO_x (จากอุณหภูมิสูง) คาร์บอนทั้งเขม่าหรืออนุภาค (Particulate Matter) ซึ่งจำเป็นต้องลดปริมาณลงเพื่อให้ผ่านกฎหมายควบคุมมลพิษ

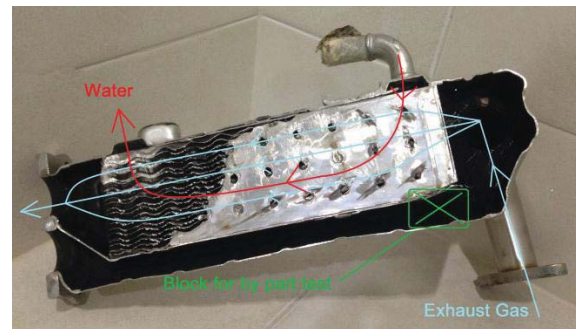
การวิเคราะห์การไหลของน้ำหล่อเย็นภายในระบบหมุนเวียนก๊าซไอเสียภายในเครื่องยนต์ดีเซล โดยใช้โปรแกรมทางพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ

2. การสร้างแบบจำลอง

การสร้างแบบจำลองจะทำการวัดในส่วน ของ EGR Cooler ที่มีอยู่จริง แล้วจึงนำมาออกแบบ เฉพาะในส่วนบริเวณที่เป็น Heat exchanger เท่านั้น ในที่นี้หมายถึง ช่องทางที่น้ำหล่อเย็นสามารถลดความร้อนให้กับไอเสียได้ โดยเริ่มสร้างปริมาตรควบคุมเริ่มต้น



รูปที่ 1(ก) ตัวอย่าง EGR Cooler

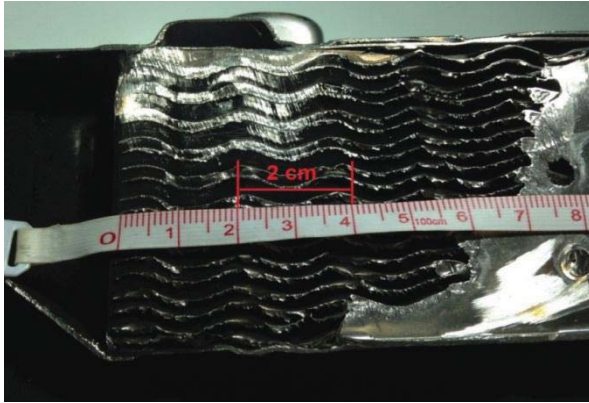


รูปที่ 1(ข) ตัวอย่างภายใน EGR Cooler

จากรูปที่ 1(ข) จะเห็นว่าอุปกรณ์จะสามารถทำงานได้ใน 2 ช่องทาง คือ ช่องทางที่ผ่าน Heat exchanger ในช่องทางนี้เมื่อไอเสียไหลผ่านอุปกรณ์ ก๊าซไอเสียจะลดอุณหภูมิลง อีกช่องทางหนึ่งในวงกลมคือ ไอเสียจะไหลผ่านอุปกรณ์โดยไม่มีการแลกเปลี่ยนความร้อน โดยในการทดลองเพื่อวัดค่าในบทความนี้ จะทำโดยการให้อากาศทั้งหมดไหลผ่าน Heat Exchanger ทั้งหมด ซึ่งในการทดลองเพื่อวัดค่า ช่องทางที่ 2 ซึ่งไม่ผ่านช่องทางสำหรับแลกเปลี่ยนความร้อน(จากรูปที่ 1(ข) คือช่องทางที่ถูกปิดสีเขียว) จะถูกปิดไว้ทั้งหมดเพื่อทำการศึกษาเบื้องต้นสำหรับอุปกรณ์นี้

2.1 การกำหนดขนาด

การกำหนดขนาดของแบบจำลองจำทำโดยการวัดขนาดจริง แล้วจึงนำมาสร้างเป็นแบบจำลองทางคอมพิวเตอร์



รูปที่ 2 ตัวอย่างการวัด

จากการวัดเราจะกำหนดลักษณะของครีบบนในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเป็น sin curve เริ่มต้นที่ 0 องศา และได้จำนวนครีบบนสำหรับแลกเปลี่ยนความร้อนของอากาศทั้งหมดคือ 20 ครีบบนในแนวขนานกับทิศทางการไหล สาเหตุที่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนกำหนดลักษณะเป็น sin curve เนื่องจาก product ของบริษัทที่ทำการผลิตอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนขึ้นนี้ต้องการเพิ่มพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนของแผ่นครีบบน เมื่อพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนเพิ่มขึ้น ส่งผลให้การแลกเปลี่ยนความร้อนของของไหล(ในแบบจำลองนี้คืออากาศ)กับผนัง มีค่าสูงขึ้นเป็นไปตามสมการการพาความร้อนที่ผนังดังนี้ [2]

$$\dot{q}_{conv} = h\Delta T \quad (1)$$

$$\dot{q}_{cond} = k \frac{\Delta T}{L} \quad (2)$$

$$\frac{\dot{q}_{conv}}{\dot{q}_{cond}} = \frac{h\Delta T}{k \frac{\Delta T}{L}} = Nu \quad (3)$$

$\dot{q}$ = อัตราแลกเปลี่ยนความร้อน แบ่งเป็น การพาความร้อน(convection) และการนำความร้อน (conduction)

h = ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน

k = ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อน

ΔT = ค่าความแตกต่างของอุณหภูมิ (ในที่นี้คือ ของไหลหรืออากาศ กับผนังของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนหรือครีบบนสำหรับแลกเปลี่ยนความร้อน)

$$L, L_c = \frac{4A}{P} = \frac{4 \times \text{พื้นที่หน้าตัด}}{\text{เส้นรอบวงของหน้าตัด}}$$

จากสมการดังกล่าวเมื่ออัตราแลกเปลี่ยนความร้อนจากการพาความร้อนและการนำความร้อนมีค่าเท่ากัน จะ

ส่งผลให้ค่า Nusselt number มีค่าเท่ากับ 1 และค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนมีค่าคงที่(ใช้วัสดุเนื้อเดียว) ทำให้เราสามารถแทนค่าหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนโดยเฉลี่ยได้ $\bar{h}$ ดังสมการ

$$Nu = \frac{\bar{h}L_c}{k} = 1 \quad (4)$$

ซึ่งขนาดของบริเวณแลกเปลี่ยนความร้อน และขนาดความยาวต่างๆ ของครีบบนแต่ละชิ้นเป็นดังตารางต่อไปนี้

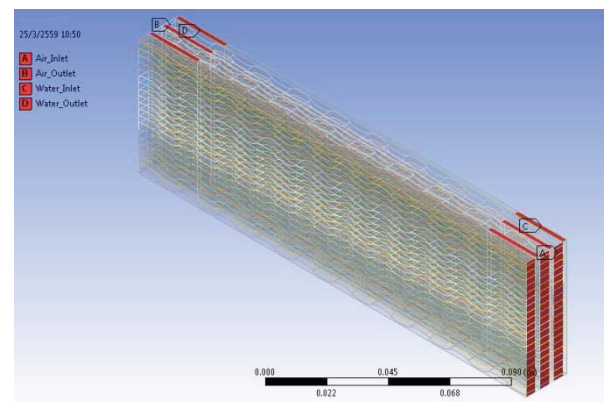
ตารางที่ 1 ความยาวในแต่ละช่วงที่ได้จากการวัด

Type	Unit(mm)
Period	20
Radius from centerline	1
Length	200
Height	60
Water's channel width	2
Air's channel width	5

โดยขนาดของครีบบนแต่ละชิ้นความหนาของเนื้อโลหะที่กั้นระหว่างชั้นของไอเสียและน้ำหล่อเย็นจะไม่กำหนดในแบบจำลอง แต่จะนำมาคิดเป็นชั้นผนังที่ใช้แลกเปลี่ยนความร้อนความหนา 1 มิลลิเมตร

2.2 แบบจำลองทางคอมพิวเตอร์

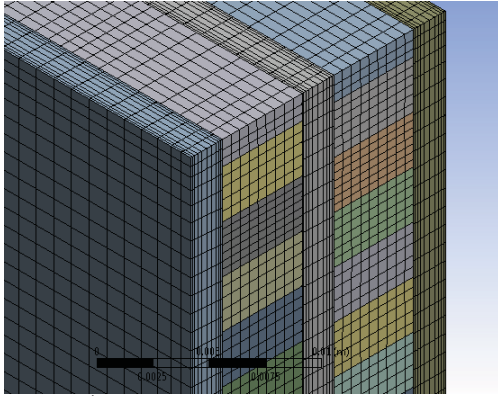
แบบจำลองที่ใช้คือ แบบจำลองพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณจากโปรแกรม Ansys



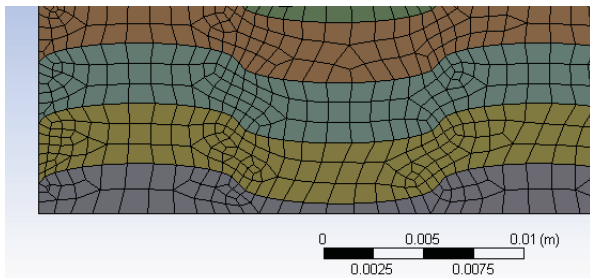
รูปที่ 3(ก) แบบจำลองจากโปรแกรม



รูปที่ 3(ข) แบบจำลองจากโปรแกรม



รูปที่ 3(ค) กริดของแบบจำลองจากโปรแกรม



รูปที่ 3(ง) กริดของแบบจำลองจากโปรแกรม

จากแบบจำลองจะได้ชั้นของของไหลแต่ละชั้นของอากาศแยกกันเสมือนในของจริงที่เราทำการวัด และได้ของไหล 2 ชนิดในแบบจำลอง ซึ่งในที่นี้คือ น้ำ (Water – Liquid) และ ไอเสีย โดยไอเสียในการจำลองนี้จะใช้คุณสมบัติเดียวกันกับอากาศทุกประการ แม้ว่าในไอเสียจะมีเขม่าหรืออนุภาคอื่นใดปนมากับอากาศด้วยจะตาม แต่ในการจำลองจะถือว่าส่งผลต่อค่าความถ่วงความร้อนของไอเสียทั้งหมดน้อยมาก และการจำลองนี้เราจะทำการวิเคราะห์อุณหภูมิเป็นหลักจึงใช้เพียงอากาศ เพื่อง่ายต่อการกำหนดค่าของการจำลอง

2.3 การคำนวณค่าทางแบบจำลองคณิตศาสตร์

การคำนวณทางคณิตศาสตร์จะใช้สมการสมดุลพลังงาน โดยให้ของไหลมีค่าความจุความร้อนค่าหนึ่งที่เปลี่ยนแปลงตามอุณหภูมิสำหรับอากาศ และเปลี่ยนแปลงตามอุณหภูมิและความดันสำหรับน้ำ โดยกำหนดค่าได้ดังนี้ [3]

$$P_{\text{water}} = P_{\text{ambient}} = 101,325 \text{ Pa} \quad (5)$$

$$C_{p,\text{air}} = f(T) \quad (6)$$

$$C_{p,\text{water}} = f(T, P) \quad (7)$$

$$\sum Q_{\text{system}} = \sum m_{\text{fluid}} c_{p,\text{fluid}} \Delta T = 0 \quad (8)$$

P = ความดันของของไหล

C_p = ค่าความถ่วงความร้อนจำเพาะของของไหล

(Specific Heat)

T = อุณหภูมิ (Temperature)

$f(x, y)$ = ค่าฟังก์ชันเทียบกับ x และ y (หรือแปลได้ว่า ขึ้นกับตัวแปร x และ y)

จากสมการ (8) เมื่อเราทราบตัวแปรทุกตัวจากการทดลองด้วยการต่อเครื่องจริงแล้ว จะขาดตัวแปรเพียงตัวเดียวคือ อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็น สาเหตุอันเนื่องมาจากการที่น้ำหล่อเย็นไหลไม่เต็มท่อในการทดลองทำให้อุปกรณ์ที่ใช้ในการวัดไม่สามารถระบุค่าที่มีความแม่นยำได้ ในที่นี้จะใช้โปรแกรม EES (Engine Engine Solver) มาช่วยในการคำนวณเพื่อหาค่าที่ใกล้เคียงกับผลการทดลองที่สุด ในเชิงทฤษฎีเท่านั้น เมื่อคำนวณอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นแล้วจึงนำอัตราการไหล, อุณหภูมิ, คุณสมบัติของของไหลไปแทนค่าในโปรแกรม Ansys เพื่อสร้างเป็นแบบจำลองทางพลศาสตร์ของไหลต่อไป

ตารางที่ 2 ค่าที่ได้จากการทดลอง

	$T_{Air,in}$	$T_{Air,out}$	$T_{Water,in}$	$T_{Water,out}$	m_{EGR}
rpm	°C	°C	°C	°C	kg/h
1000	210.99	92.89	83.03	90.12	25.8
1200	211.27	94.19	82.9	90.17	32.07
1400	261.66	111.04	80.75	93.94	35.17
1600	303.4	120.73	80.45	96.09	41.66
1800	314.62	128.75	81.22	96.38	46.6
2000	302.4	125.82	82.73	95.6	47.24
2200	299.16	128.47	82.36	94.87	46.67
2400	301.9	131.34	81.81	93.94	47.06
2600	304.63	135.91	81.32	93.27	51.36
2800	308.8	139.69	82.51	93.3	52.07
3000	311.67	139.82	82.25	93.26	54.61
3200	315.13	145.17	81.24	92.11	60.11

นำค่า T_{in} และ m_{EGR} มากำหนดเป็น Initial conditions ในแบบจำลองทางคอมพิวเตอร์ กำหนดให้ผนังฝั่งนอก(ไม่เชื่อมต่อระหว่างน้ำและอากาศ) เป็น Insulator (กำหนดให้ Heat flux ของผนังมีค่า = 0 W) และกำหนดให้ผนังภายในของวัสดุมีคุณสมบัติดังนี้

ตารางที่ 3 คุณสมบัติของวัสดุที่ใช้เป็นผนังของวัสดุในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

Name/Materials type	Steel/Solid
Density	8030 kg/m ³
Specific Heat	502.48 j/kg-k
Thermal Conductivity	16.27 w/m-k

2.4 การตั้งค่าตัวคำนวณ

การคำนวณตั้งค่าเสมือนว่าเป็นการจำลองการไหลขณะเครื่องยนต์ทำงาน และรับโอเสียอย่างต่อเนื่อง จึงตั้งค่ารูปแบบ พื้นฐานโดยความดัน รูปแบบของความเร็วเป็นค่าสัมบูรณ์ เวลาผ่านไปสม่ำเสมอ(steady) แบบจำลองที่ใช้เป็น Eulerian [4,5,6]

Euler equation(s) รูปสมการเดิมหรือ Eulerian form ที่ใช้ในโปรแกรม Ansys เป็นดังนี้

$$\frac{\partial}{\partial t} \begin{pmatrix} \rho \\ \mathbf{j} \\ E^t \end{pmatrix} + \nabla \cdot \begin{pmatrix} \mathbf{j} \\ \rho \mathbf{j} \otimes \mathbf{j} + p \mathbf{I} \\ (E^t + p) \mathbf{j} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ \mathbf{f} \\ \mathbf{j} \cdot \mathbf{f} \end{pmatrix} \quad (5)$$

$$\text{หรือ} \quad \frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{v}) = S_m \quad (6)$$

$\mathbf{f} = \rho \mathbf{g}$ คือแรงของความหนาแน่น

$\mathbf{j} = \rho \mathbf{u}$ คือโมเมนตัมความหนาแน่น

$E^t = \rho e + 1/2 \rho u^2$ คือพลังงานทั้งหมดต่อ

ปริมาตร 1 หน่วย

S_m คือ มวลที่เพิ่มให้กับของไหลก่อนจะทำการเปลี่ยนจากเฟสหนึ่งไปยังอีกเฟสหนึ่ง (เช่น การระเหย หรือการกลั่นตัวของของไหล)

และ สมการสำหรับคำนวณความเร็วของของไหลในแบบจำลอง คือ

$$\frac{\partial \mathbf{v}}{\partial t} + (\mathbf{v} \cdot \nabla) \mathbf{v} = -\frac{1}{\rho} \nabla p - \mathbf{g} + \nu_r \nabla^2 \mathbf{v} \quad (7)$$

$\mathbf{v}$ = Velocity field

ρ = Density

p = Pressure,

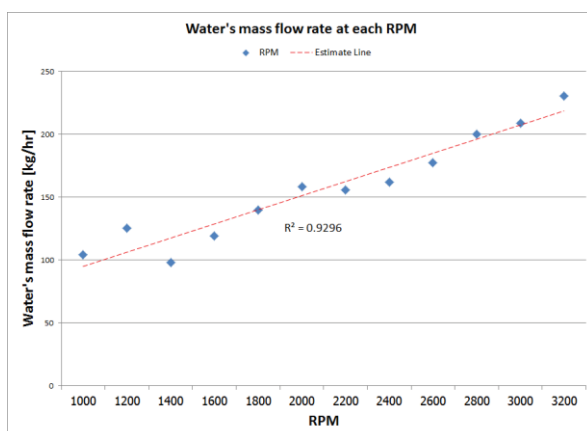
ν_T = Eddy viscosity $\vec{g}$ = Gravitational acceleration vector

ตารางที่ 4 รายละเอียดของ Spatial Discretization

Spatial Discretization	Method
Gradient	Least Squares Cell Based
Momentum	First Order Upwind
Volume Fraction	First Order Upwind
Turbulent Kinetic Energy	First Order Upwind
Turbulent Dissipation Rate	First Order Upwind
Energy	Second Order Upwind

3. ผลการวิเคราะห์

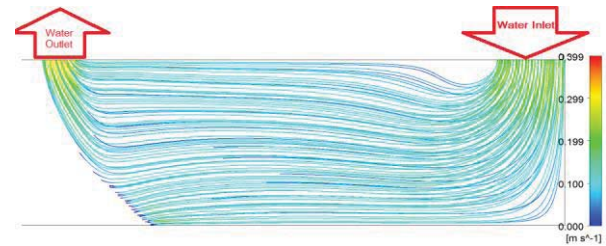
จากการคำนวณค่าที่ได้จากการทดลอง ได้นำน้ำหล่อเย็นที่ใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ Heat Exchanger มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตามจำนวนรอบที่เพิ่มขึ้น เนื่องจากไอเสียที่ไหลเข้า EGR cooler มีอุณหภูมิเข้ามากขึ้น และมวลของไอเสียมากขึ้น แต่ต้องการให้อุณหภูมิของน้ำหล่อเย็นใกล้เคียงเดิม หรือประมาณ 90-95 °C ส่งผลให้ปริมาณความร้อนที่ปล่อยออกมาของไอเสียมากขึ้น แต่ต้องการให้น้ำรับความร้อนต่อ 1 หน่วยปริมาตรเท่าเดิมจึงจำเป็นต้องใช้น้ำมากขึ้นจากเดิมตามจำนวนรอบที่สูงขึ้น



รูปที่ 5 ความสัมพันธ์ระหว่างปริมาณน้ำหล่อเย็นที่ใช้ใน EGR Cooler ต่อความเร็วรอบของเครื่องยนต์

จากรูปที่ 5 เส้นแนวโน้มหรือทิศทางประมาณที่ควรจะเป็นของปริมาณน้ำหล่อเย็นในรูปสมการเป็น ($m = 11.242\text{RPM} + 83.385$) [kg/hr] และมี Coefficient of Determination : R Square = 0.9296 (หรือ 92.96%)

เมื่อมาดูในส่วนของอุณหภูมิของน้ำหล่อเย็นในแบบจำลองจะได้ว่า น้ำมีความร้อนสูงใกล้บริเวณขาออก โดยเฉพาะเมื่อห่างจากผนังฝั่งขาออกของน้ำหล่อเย็น



รูปที่ 6 เส้นแสดงกระแสการไหลและความเร็วของน้ำหล่อเย็น (จากตัวอย่างการจำลองที่ 1000 RPM)

สาเหตุที่น้ำหล่อเย็นมีอุณหภูมิสูงบริเวณห่างจากฝั่งขาออกของน้ำหล่อเย็น อาจสังเกตได้จากเส้นกระแสการไหล(Streamline) ดังแสดงในรูป 6 ซึ่งบริเวณดังกล่าวไม่เส้นความเร็วลากผ่าน เสมือนว่าน้ำหล่อเย็นมีความเร็วต่ำ หรือเข้าใกล้ 0 ทำให้เมื่อไม่มีน้ำหล่อเย็นมาหมุนวนเพื่อแลกเปลี่ยนความร้อน แต่อากาศยังไหลผ่านอย่างต่อเนื่องส่งผลให้ น้ำในบริเวณดังกล่าวอาจมีอุณหภูมิสูงหรือเปลี่ยนสถานะได้(เดือด)

4. สรุปผลการวิเคราะห์

การวิเคราะห์อุณหภูมิและอัตราการไหลในระบบหมุนเวียนก๊าซไอเสียแต่ละสถานะ โดยใช้พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ ในการวิเคราะห์ผลจะเห็นได้ชัดว่า หากอุณหภูมิของน้ำหล่อเย็นขาออกมากขึ้น จะส่งผลให้พื้นที่สีแดง(บริเวณอุณหภูมิสูง) มีพื้นที่กว้างขึ้น เปรียบได้ดังรูปที่ 7(ข) ซึ่งมากกว่า 7(ก) อย่างชัดเจน โดยอุณหภูมิขาออกของ 2000 RPM อยู่ที่ 95.6 °C และอุณหภูมิขาออกของ 1000 RPM อยู่ที่ 90.12 °C

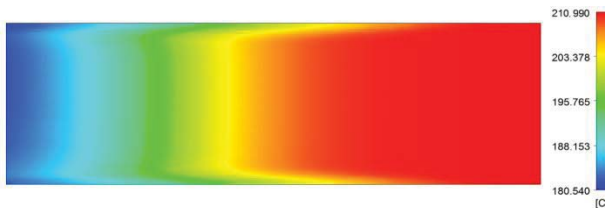


รูปที่ 7(ก) แสดงรูปร่างอุณหภูมิของน้ำหล่อเย็น (จากตัวอย่างการจำลองที่ 1000 RPM)



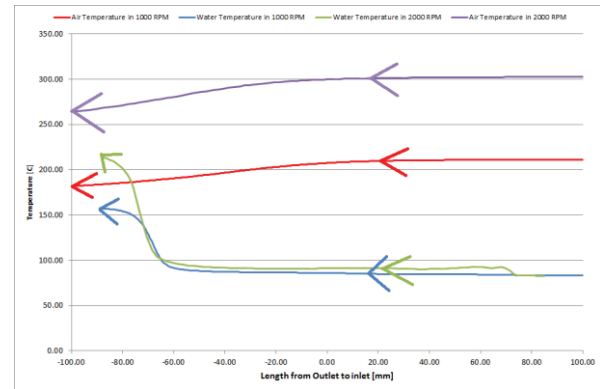
รูปที่ 7(ข) แสดงรูปร่างอุณหภูมิของน้ำหล่อเย็นโดยใช้ range ของอุณหภูมิใกล้เคียงกับ 1000 RPM (จากตัวอย่างการจำลองที่ 2000 RPM)

การลดอุณหภูมิและพื้นที่ความร้อนอุณหภูมิสูง อาจทำได้โดยการ เพิ่มปริมาณน้ำหล่อเย็น หรือการลดพื้นที่บริเวณห่างจากขาออกของน้ำซึ่งเป็นบริเวณที่น้ำหล่อเย็นมีความเร็วต่ำ โดยการลดพื้นที่อาจดูเปรียบเทียบได้โดยใช้ เส้นกระแสการไหลโดยเปรียบเทียบกับความเร็วของน้ำหล่อเย็นดังรูปที่ 6 เพื่อลดโอกาสเกิดการเดือดของน้ำหล่อเย็นทำให้อุปกรณ์เกิดการเสียหายได้



รูปที่ 8 แสดงรูปร่างอุณหภูมิของอากาศ (จากตัวอย่างการจำลองที่ 1000 RPM และที่กึ่งกลางของการไหล)

โดยอุณหภูมิของน้ำหล่อเย็นจะเพิ่มอย่างช้าๆ ตามแนวแกน X และเพิ่มอย่างรวดเร็วบริเวณบริเวณที่น้ำหล่อเย็นมีความเร็วในการไหลต่ำ (ตรงข้ามฝั่งขาออก) และอุณหภูมิของอากาศจะลดลงโดยจะลดลงที่บริเวณผนังของช่องทางการไหลเร็วกว่าบริเวณตรงกลางของของไหล เนื่องจากบริเวณผนังฝั่งติดกับน้ำหล่อเย็น และฝั่งที่ติดกับผนังโลหะมีอากาศระบายความร้อนมากกว่า บริเวณตรงกลางของช่องทางการไหล ส่งผลให้อุณหภูมิเปลี่ยนแปลงไปตามความสัมพันธ์ดังรูปที่ 9



รูปที่ 9 ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิของอากาศและน้ำหล่อเย็นกับทิศทางการอุปกรณ์ในแกน X (จากตัวอย่างการจำลองที่ 1000 RPM และ 2000 RPM)

จากรูปที่ 9 จะเห็นว่าในช่องทางการไหลปกติ อุณหภูมิจะเปลี่ยนแปลงอย่างช้าๆ ทั้งสำหรับอากาศและน้ำหล่อเย็น และเปลี่ยนแปลงอย่างรวดเร็วขึ้นบริเวณใกล้ทางออก ในความเป็นจริงน้ำอาจเดือดในช่วงก่อนทางออกของน้ำหล่อเย็น แต่เนื่องจากโปรแกรมปิดฟังก์ชันการเดือดของของเหลวไว้ทำให้ สามารถวิเคราะห์เป็นอุณหภูมิที่เกินจุดวิกฤตของของเหลวจริงได้ (สังเกตได้ตั้งแต่ -60mm จากจุดศูนย์กลาง เนื่องจากช่องทางเข้า/ออก มีความยาว 2x25 mm)

5. กิตติกรรมประกาศ

ผู้วิจัยขอขอบคุณ สถาบันวิจัยและเทคโนโลยี ปตท. วังน้อย พระนครศรีอยุธยา 13170 ที่กรุณาให้ความอนุเคราะห์ใช้ EGR Cooler และห้องปฏิบัติการทดสอบ

ผู้วิจัยขอขอบคุณ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ ที่ได้อนุเคราะห์โปรแกรม Ansys version 16.0 ที่ใช้ในการจำลองในงานวิจัยนี้

ผู้วิจัยขอขอบคุณ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ ที่ได้อนุเคราะห์โปรแกรม Engineer Engine Solver ที่ใช้ในการงานวิจัยนี้

6. เอกสารอ้างอิง

- [1] Zhang, H. (1998), A Predictive Tool for Engine Performance and NOx Emission, SAE Technical Paper 982462, 1998, doi:10.4271/982462.
- [2] Yunus A. Cengel, Afshin J. Ghajar. (2011) Heat and mass transfer fundamentals and applications, 4th edition, ISBN 978-007-131112-0 or MHID 007-131112-2
- [3] ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ (2553). Thermodynamics
- [4] ANSYS Inc. PDF Documentation for Release 14.5
- [5] ELTE TTK ONLINE (2011). Dispersion of air pollutants, URL: <http://elte.prompt.hu>, access on 12/04/2016.
- [6] James A. Fay (June 1994). Introduction to Fluid Mechanics. MIT Press. ISBN 0-262-06165-1. see "4.5 Euler's Equation in Streamline Coordinates" pp. 150–152 URL: <https://books.google.com/books?id=XGVpue4954wC&pg=150>
- [7] Dennis A., Garner C., Taylor D. (1999). The Effect of EGR on Diesel Engine Wear, SAE 1999-01-0839, In-Cylinder Diesel Particulate and NOx Control 1999
- [8] James A. Fay (June 1994). Introduction to Fluid Mechanics. MIT Press. ISBN 0-262-06165-1. see "4.5 Euler's Equation in Streamline Coordinates" pp. 150–152 URL: <https://books.google.com/books?id=XGVpue4954wC&pg=150>