

การจำลองการถ่ายเทความร้อนของหม้อน้ำรถยนต์ด้วยเทคนิคของวัสดุพรุน (Simulation on Heat Transfer of Radiator by Using Porous Media Technique)

จรรูวัตร เจริญสุข นีวัฒน์ นาคะโยธินสกุล นีวัฒน์ ภูเจริญ
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
ถนนฉลองกรุง เขตลาดกระบัง กรุงเทพฯ 10520 โทร 0-2326-4197 โทรสาร 0-2326-4198 E-mail: kcjaruw@kmitl.ac.th

Jarrewat Charoensuk, Nivat Nakayothinskul, Niwat Phoocharoen
Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang
Chalongkrung Rd. Ladkrabang Bangkok 10520 Thailand Tel: 0-2326-4197 Fax: 0-2326-4198 E-mail: kcjaruw@kmitl.ac.th

บทคัดย่อ

บทความนี้ได้นำเสนอถึงการจำลองการถ่ายเทความร้อนของหม้อน้ำรถยนต์ โดยได้ใช้เทคนิควิธีของวัสดุพรุนมาประยุกต์ใช้ร่วมกับเทคนิควิธีการคำนวณเชิงตัวเลขที่เรียกว่า วิธีปริมาตรสี่เหลี่ยม (Finite Volume Method) วัสดุพรุนที่กล่าวถึงนี้จะถูกสร้างให้มีรูปร่างสี่เหลี่ยมลูกบาศก์อย่างง่ายที่แทนถึงส่วนของท่อกับครีประบายความร้อน สัดส่วนความพรุนโดยปริมาตรของวัสดุพรุนมีผลต่อค่าการต้านทานของการไหลทำให้เกิดความดันตกคร่อมกับวัสดุพรุน นอกจากนี้ด้วยคุณสมบัติของวัสดุพรุนที่ยอมให้ของไหลซึมผ่านได้ในทุกทิศทางดังนั้นจึงต้องมีการกำหนดให้มีการไหลผ่านในทิศทางที่สอดคล้องกับทิศทางการไหลของน้ำหล่อเย็นภายในหม้อน้ำด้วย การสูญเสียความร้อนภายในวัสดุพรุนถูกกำหนดด้วยการสร้างเทอมของการสูญเสียความร้อน (Heat Sink Term) ที่เป็นฟังก์ชันเชิงเส้นกับอุณหภูมิของน้ำหล่อเย็น ในการจำลองการถ่ายเทความร้อนอยู่ภายใต้สมมติฐานที่ว่า ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (Overall Heat Transfer Coefficient) มีค่าเท่ากันตลอดทุกส่วนของหม้อน้ำและอากาศที่เข้ามาสัมผัสกับหม้อน้ำเป็นแบบสม่ำเสมอ (Uniform Inlet Air Flow) การไหลของน้ำหล่อเย็นถูกกำหนดเป็นการไหลคงสถานะแบบปั่นป่วนและอัดตัวไม่ได้ แบบจำลองความปั่นป่วนที่ใช้คือ สมการ $k - \epsilon$ คุณสมบัติทางกายภาพและเทอร์โมไดนามิกส์ของน้ำหล่อเย็นถูกกำหนดให้มีคุณสมบัติเหมือนน้ำ หม้อน้ำทดสอบรวมทั้งผลที่ได้เป็นของบริษัท เบริคคอน จำกัดซึ่งเป็นผู้ผลิตหม้อน้ำให้กับผู้ประกอบการรถยนต์ หม้อน้ำที่ใช้ทดสอบมีลักษณะการไหลของน้ำหล่อเย็นไหลในแนวตั้ง (Vertical Coolant Flow) อุณหภูมิเฉลี่ยของน้ำหล่อเย็นที่ออกจากหม้อน้ำซึ่งได้จากแบบจำลองจะถูกนำมาเปรียบเทียบกับผลการทดสอบซึ่งพบว่ามีความคลาดเคลื่อนต่ำกว่า 10% ส่วนการกระจายตัวของอุณหภูมิภายในแผงหม้อน้ำยังคงเป็นหัวข้อที่ต้องทำการศึกษาต่อไป

Abstract

This paper presents a computational simulation on heat transfer of automotive radiator. The Porous Media Technique is adopted with a numerical solution known as Finite Volume Method. This media is generated in simple cubic block representing tube-fins domain. The porosity has a flow-resisting characteristic, thus affects to the difference in fluid pressure. Generally for isotropic porous, fluid can permeate through it in all directions. In application of automotive radiator, however, only specified flow direction will be allowed. This can be achieved by manipulating parameters indicating the porosity of each direction corresponding to actual coolant flow direction within a radiator. The heat loss within porous media is identified by the sink term that is a linear function of coolant temperature. The constant overall heat transfer coefficient and uniform inlet airflow are assumed in this model. The $k - \epsilon$ equation for turbulent model is used for predicting the turbulent flow within the radiator. The physical and thermodynamic properties of water are specified for coolant. Experimental setting up such as inlet air and coolant temperatures, coolant flow rate and air velocity was performed by REDICON where the corresponding performances on overall heat transfer rate were provided. Averaged outlet coolant temperatures at various conditions resulting from numerical simulation are compared with experimental results. It is found that errors do not exceed 10 percents in all cases. The temperature distribution within the radiator is yet to be explored and compared in the next study.

1. บทนำ

หม้อน้ำรถยนต์เป็นอุปกรณ์ที่สำคัญชิ้นหนึ่งของระบบระบายความร้อนของเครื่องยนต์ ชิ้นส่วนหลักของหม้อน้ำจะประกอบไปด้วยหม้อพักน้ำ (Tank) ท่อน้ำกับครีประบายความร้อน (Tube & Fins) ภายในหม้อน้ำมีน้ำหล่อเย็น (Coolant) ทำหน้าที่ระบายความร้อนให้กับกระแอากาศที่ไหลผ่านตัวหม้อน้ำ การแลกเปลี่ยนความร้อนจะเกิดขึ้นทั่วทั้งตัวหม้อน้ำโดยเฉพาะอย่างยิ่งที่บริเวณท่อน้ำและครีประบายความร้อน ความสามารถในการระบายความร้อนของหม้อน้ำขึ้นอยู่กับปัจจัยหลายอย่าง เช่น ขนาดพื้นที่ผิวสัมผัส วัสดุที่ใช้ทำท่อน้ำกับครีประบายความร้อนรวมทั้งลักษณะการจัดเรียง คุณสมบัติของสารหล่อเย็น ความเร็วรวมทั้งอุณหภูมิของน้ำหล่อเย็นและอากาศ เป็นต้น การศึกษาพารามิเตอร์เหล่านี้จะมีประโยชน์ต่อการออกแบบและพัฒนาหม้อน้ำ การสร้างแบบจำลองของหม้อน้ำได้มีการศึกษาอย่างต่อเนื่อง A.Ecer และทีมวิจัย [1] ได้ทำการกระจายความเร็วของอากาศที่สัมผัสหม้อน้ำเพื่อศึกษาปริมาณอากาศที่เหมาะสมต่อประสิทธิภาพทางความร้อนของหม้อน้ำ S.Maddipati [2] ได้ศึกษาการไหลและความดันภายในหม้อน้ำเพื่อหาความเหมาะสมของรูปแบบของหม้อน้ำ บทความนี้ได้นำโปรแกรม CFD ที่ชื่อว่า STAR CD V3.150 ซึ่งใช้วิธีการปริมาตรสี่เหลี่ยมมาประยุกต์ใช้กับหม้อน้ำรถยนต์โดยการใช้เทคนิควิธีของวัสดุพูนซึ่งจะทำให้เกิดความดันตกคร่อมต่อระบบการไหลของน้ำหล่อเย็นในบริเวณแผงหม้อน้ำรวมทั้งเกิดการสูญเสียความร้อนให้กับอากาศ สิ่งนี้อาศัยหลักการของการสร้างเทอมของการสูญเสียในสมการควบคุมโมเมนตัมและพลังงาน อุณหภูมิเฉลี่ยของน้ำหล่อเย็นที่ทางออกที่ได้จากแบบจำลองจะถูกนำมาเปรียบเทียบกับผลการทดสอบที่ของผู้ผลิต

2. ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

2.1 สมการพื้นฐานของการไหล

บทความนี้ได้พิจารณาการไหลของน้ำหล่อเย็นภายในหม้อน้ำให้เป็นการไหลคงสถานะแบบปั่นป่วนและอัดตัวไม่ได้ สมการที่ใช้จะประกอบด้วย สมการอนุรักษ์มวล สมการโมเมนตัม สมการพลังงาน [3,4] โดยเขียนให้อยู่ในรูปของ Tensor ดังนี้

สมการอนุรักษ์มวล

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \tilde{u}_j) = 0 \quad (1)$$

สมการโมเมนตัม

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \tilde{u}_j u_i - \tau_{ij}) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + s_i \quad (2)$$

โดย u' คือ ค่าความเร็วที่แกว่งตัวจากความเร็วเฉลี่ย และ S_i คือ เทอมของการสูญเสียโมเมนตัมเนื่องจากการไหลผ่านวัสดุพูน ในขณะที่ τ_{ij} คือ Stress Tensor Components ซึ่งหาได้ดังนี้

$$\tau_{ij} = 2\mu s_{ij} - \frac{2}{3}\mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} - \overline{\rho u_i' u_j'} \quad (3)$$

โดยที่ δ_{ij} คือ Kronecker Delta และ S_{ij} คือ The Rate of Strain Tensor ซึ่งมีรูปสมการดังนี้

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (4)$$

สมการพลังงาน

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \tilde{u}_j h - F_{h,j}) = S_h \quad (5)$$

โดยที่

$$h = \bar{c}_p T \quad (6)$$

$$F_{h,j} = k \frac{\partial T}{\partial x_j} - \overline{\rho u_j' h'} \quad (7)$$

S_h คือ เทอมของการสูญเสียพลังงานเนื่องจากการถ่ายเทความร้อน

2.2 แบบจำลองความปั่นป่วน

การไหลแบบปั่นป่วนเป็นการไหลที่ก่อให้เกิดเทอมของ Reynolds Stress ขึ้นในสมการโมเมนตัมและพลังงาน ซึ่งอยู่ในรูปสมการดังนี้ [5]

$$\overline{\rho u_i' u_j'} = 2\mu_t s_{ij} - \frac{2}{3} \left(\mu_t \frac{\partial u_k}{\partial x_k} + \rho k \right) \delta_{ij} \quad (8)$$

$$\overline{\rho u_j' h'} = -\frac{\mu_t}{\sigma_n} \frac{\partial h}{\partial x_j} \quad (9)$$

โดยที่ $\sigma_{n,t}$ คือ ค่า Turbulent Prandtl และ μ_t คือค่า Turbulent viscosity ซึ่งหาได้ดังนี้

$$\mu_t = f_\mu \frac{C_\mu \rho k^2}{\varepsilon} \quad (10)$$

สมการความปั่นป่วนที่นำมาใช้ในการจำลองการไหลของน้ำหล่อเย็นได้แก่ สมการ Standard $k - \varepsilon$ [6] ซึ่งมีรูปแบบดังนี้

สมการพลังงานจลน์ของความปั่นป่วน, k

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left[\rho \tilde{u}_j k - \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] = \quad (11)$$

$$\mu_t P - \rho \varepsilon - \frac{2}{3} \left(\mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i}$$

สมการการสูญเสียของความปั่นป่วน, ε

$$\frac{\partial}{\partial x_j} \left[\rho \tilde{u}_j \varepsilon - \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] =$$

$$C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \left[\mu_t P - \frac{2}{3} \left(\mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right] \quad (12)$$

$$- C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + C_{\varepsilon 4} \rho \varepsilon \frac{\partial u_i}{\partial x_j}$$

โดยที่

$$P \equiv 2s_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (13)$$

ค่าคงที่ต่างๆ ซึ่งสามารถใช้ได้กับการไหลแบบปั่นป่วนโดยทั่วไปได้ถูกแสดงไว้ดังตารางที่ 1

ตารางที่ 1. ค่าคงที่ของสมการ Standard $k-\varepsilon$ [5,6]

C_μ	σ_k	σ_ε	σ_h	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	$C_{\varepsilon 4}$	K	E
0.09	1.0	1.22	0.9	1.44	1.92	-0.33	0.42	9.0

2.3 สมการการไหลผ่านวัสดุพอร์

วัสดุพอร์เป็นวัสดุที่ของไหลสามารถซึมผ่านได้และทำให้เกิดความดันตกคร่อมกับตัววัสดุพอร์โดยเป็นสัดส่วนกับความเร็วของการไหลที่ไหลผ่านวัสดุพอร์ [7] ดังนี้

$$-K_i u_i = \frac{\partial p}{\partial \zeta_i} \quad (14)$$

โดยที่

ζ_i ($i=1,2,3$) คือ ระยะตามแนวทิศทางการไหลไหลผ่าน

K_i คือ ความสามารถของของไหลที่ซึมผ่านวัสดุพอร์ในแนวทิศทาง i

u_i คือ ความเร็วของของไหลที่ไหลผ่านวัสดุพอร์ในแนวทิศทาง i

ความสามารถของของไหลที่ซึมผ่านวัสดุพอร์จะถูกสมมุติให้เป็นฟังก์ชันกับขนาดของความเร็ว $|\vec{v}|$ ดังนี้

$$K_i = \alpha_i |\vec{v}| + \beta_i \quad (15)$$

โดยที่ α_i, β_i คือ ค่าสัมประสิทธิ์ที่แสดงถึงการต้านทานต่อการไหลในทิศทาง i

2.4 สมการการถ่ายเทความร้อน

น้ำหล่อเย็นที่มีอุณหภูมิสูงจะถูกทำให้มีค่าลดลงโดยการถ่ายเทความร้อนให้แก่ระลอกอากาศที่ไหลผ่านแผงหม้อน้ำซึ่งเป็นบริเวณที่ถูกกำหนดให้เป็นวัสดุพอร์ เมื่อพิจารณาปริมาตรควบคุมขนาดเล็กที่

บริเวณดังกล่าว อัตราการการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำหล่อเย็นกับอากาศจะเป็นดังนี้ [8]

$$\dot{q}_i = (hA)_{L,i} (T_{c,i} - T_{a,i}) \quad (16)$$

โดยที่

\dot{q}_i คือ อัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนของปริมาตรควบคุม

$(hA)_{L,i}$ คือ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของปริมาตรควบคุมที่รวม

ผลจากพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน

$T_{c,i}$ คือ อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นที่ไหลเข้าปริมาตรควบคุม

$T_{a,i}$ คือ อุณหภูมิอากาศที่ไหลเข้าปริมาตรควบคุม

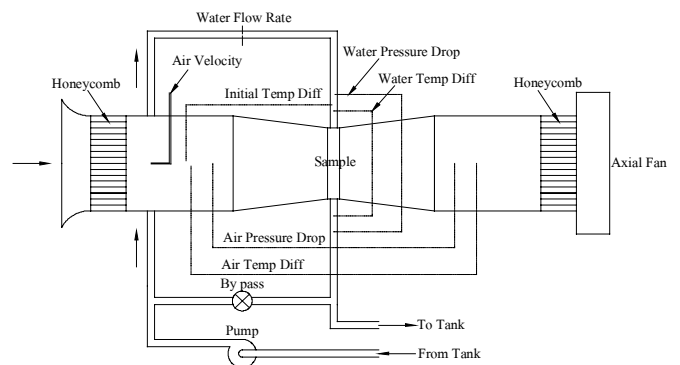
i คือ ดัชนีที่แสดงจำนวนของปริมาตรควบคุม

ในที่นี้ค่า $(hA)_{L,i}$ จะหาได้จากผลการทดสอบและมีค่าเท่ากับ hA/n

โดยที่ hA คือค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม, n คือจำนวนของปริมาตรควบคุมภายในบริเวณวัสดุพอร์

3. การทดสอบและผลที่ได้

หม้อน้ำที่ใช้ทดสอบเป็นแบบน้ำหล่อเย็นที่ไหลลงแนวตั้ง (Down Flow) และได้ถูกทดสอบขึ้นภายในอุโมงค์ลม ดังแสดงด้วยแผนผังในรูปที่ 1 ระบบทำน้ำร้อนได้ถูกนำมาใช้เพื่อเพิ่มอุณหภูมิให้กับน้ำหล่อเย็น พัดลมดูดอากาศที่ติดตั้งอยู่ปลายอุโมงค์จะดูดอากาศภายนอกเข้าสู่อุโมงค์และผ่านแผงตะแกรงเพื่อช่วยให้ลักษณะการไหลของอากาศมีความสม่ำเสมอมากขึ้น ระบบควบคุมจะรักษาระดับความแตกต่างของอุณหภูมิของน้ำหล่อเย็นและอากาศที่ทางเข้าให้อยู่ที่ 60 °C ในการทดลองได้ติดตั้งเครื่องมือวัดเพื่อหาค่าความดัน ความเร็ว และอุณหภูมิของน้ำหล่อเย็นกับอากาศที่ตำแหน่งทางเข้าและออกหม้อน้ำ



รูปที่ 1 แผนผังการทดสอบหม้อน้ำ

ในการทดสอบหม้อน้ำจะทำการปรับเปลี่ยนความเร็วของอากาศเป็น 3 ค่า คือ 6, 8 และ 10 เมตรต่อวินาที และปรับเปลี่ยนอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็น 3 ค่าเช่นกันคือ 20, 40 และ 60 ลิตรต่ออนาที ทำให้มีการทดลองทั้งหมด 9 กรณี พารามิเตอร์ควบคุมคือ อุณหภูมิเฉลี่ยของน้ำหล่อเย็นและอากาศที่ทางเข้า ซึ่งมีค่าเท่ากับ 95 และ 35 องศาเซลเซียสตามลำดับ ดังแสดงในตารางที่ 2

ตารางที่ 2 แสดงข้อมูลและเงื่อนไขของการทดสอบ

รายการ	หน่วย	การทดลอง
1. ข้อมูลขนาดหม้อน้ำ - ขนาดหม้อน้ำ (W x L x H) - Core Size	m ³ m ²	0.66 x 0.35 x 0.016 0.231
2. พารามิเตอร์ของน้ำหล่อเย็น - พื้นที่ตัดขวางทางเข้า - อัตราการไหล - อุณหภูมิที่ทางเข้า	m ² L/m C	0.000506 20, 40 ,60 95.0
3. พารามิเตอร์ของอากาศ - พื้นที่ตัดขวางทางเข้า - ความเร็วที่ทางเข้า - อุณหภูมิที่ทางเข้า	m ² m/s C	0.231 6.0, 8.0, 10.0 35.0

ตารางที่ 3 แสดงอุณหภูมิเฉลี่ยของน้ำหล่อเย็นที่ทางออกที่ได้จากการทดสอบ

Case	Air velocity (m/s)	Coolant Flow (l/m)	T _{c,in} (°C)	T _{c,out} (°C)
1	6	20	95	72
2	6	40	95	80
3	6	60	95	84
4	8	20	95	70
5	8	40	95	79
6	8	60	95	83
7	10	20	95	68
8	10	40	95	77
9	10	60	95	82

ตารางที่ 4 แสดงความดันตกคร่อม ปริมาณความร้อน และค่า hA ที่ได้จากทดสอบ

Heat Removal (Kcal/hr) & hA (w/K)				PDCS (Pa)		
				2,666	9,666	20,665
				Inlet Coolant Flow Rate (l/m)		
				20	40	60
PDAS (Pa)	191	Inlet Air Velocity (m/s)	6	28,000 (541 w/K)	36,900 (714 w/K)	40,500 (783 w/K)
	270		8	30,000 (580 w/K)	39,000 (754 w/K)	44,550 (862 w/K)
	363		10	32,250 (624 w/K)	42,600 (824 w/K)	48,400 (929 w/K)

หมายเหตุ 1. PDAS = Pressure Drop on Air Side
2. PDCS = Pressure Drop on Coolant Side

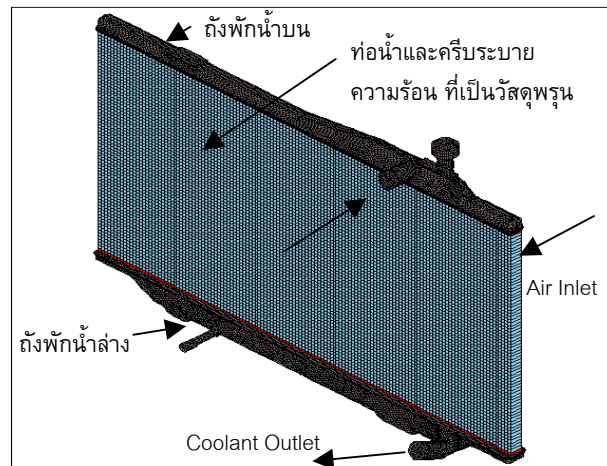
อุณหภูมิเฉลี่ยของน้ำหล่อเย็นที่ทางออกที่วัดได้จากการทดสอบถูกแสดงไว้ในตารางที่ 3 ในขณะที่ตารางที่ 4 แสดงค่าความดันตกคร่อมของน้ำหล่อเย็นและอากาศที่วัดได้รวมทั้งสรุปปริมาณความร้อนที่ถูกระบายออกจากหม้อน้ำและค่าสัมประสิทธิ์ hA โดยคำนวณจากข้อมูลในตารางที่ 3

4. แบบจำลองและเงื่อนไขของปัญหา

โปรแกรม STAR CD V3.150 เป็นโปรแกรมที่ใช้วิธีการปริมาตรสืบเนื่อง (Finite Volume Method)[10] เพื่อจำลองการไหลพลศาสตร์ของของไหล บทความนี้ได้กำหนดให้คุณลักษณะการไหลภายในหม้อน้ำเป็นการไหลคงสถานะแบบอัดตัวไม่ได้ สมมติฐานที่ใช้ประกอบด้วย

1. ของไหลที่เป็นน้ำหล่อเย็นมีคุณสมบัติเหมือนน้ำ
2. อุณหภูมิของน้ำไหลที่ทางเข้ามีค่าคงที่ตลอดเวลา
3. ความเร็วของน้ำหล่อเย็นมีค่าเท่ากันตลอดทั้งหน้าตัดทางเข้า
4. อากาศที่สัมผัสหม้อน้ำมีการกระจายความเร็วอย่างสม่ำเสมอ
5. คุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ของน้ำหล่อเย็นและอากาศมีค่าคงที่ เช่น ความหนาแน่น ความจุความร้อนจำเพาะ ความหนืด เป็นต้น
6. แรงลอยตัวมีผลกระทบต่อระบบการไหล
7. ความพรุนภายในวัสดุพอร์นมีการกระจายตัวอย่างเป็นระเบียบ
8. การสูญเสียความร้อนเป็นฟังก์ชันเชิงเส้นกับอุณหภูมิหม้อน้ำหล่อเย็น

ลักษณะรูปร่างของแบบจำลองได้ถูกแสดงไว้ ดังรูปที่ 2 จำนวนเซลล์ทั้งหมดเท่ากับ 84,857 เซลล์ การสร้างเซลล์ของน้ำหล่อเย็นได้ถูกจัดแบ่งออกเป็นสามส่วน คือ ถังน้ำบน ท่อน้ำกับครีบริบายความร้อน ถังน้ำล่าง



Simulation on "CF'01" Radiator (Vertical Coolant Flow)
Porous Media Technic
T_{c,in} = 95 C, T_{a,in} = 35 C

รูปที่ 2 ลักษณะการจัดเรียงเซลล์ภายในหม้อน้ำ

เทคนิควัสดุพอร์นได้ถูกนำมาใช้ในบริเวณท่อน้ำกับครีบริบายความร้อนโดยการสร้างให้เป็นรูปทรงสี่เหลี่ยมลูกบาศก์อย่างง่ายทำให้สะดวกต่อการสร้างขอบเขตของปัญหาและได้กำหนดให้การไหลของน้ำหล่อเย็นไหลลงเท่านั้น โดยการปรับแต่งค่า α , β เฉพาะในแนว

แกน y จนทำให้เกิดความดันตกคร่อมตามที่วัดได้จากการทดลอง อย่างไรก็ตาม ไรต์ค่าของความดันตกคร่อมจะขึ้นอยู่กับตำแหน่งที่ทำการวัด เนื่องจากความดันสูญเสียที่เกิดจากอุปกรณ์ประกอบในการทดลอง เช่น เครื่องมือวัด ข้อต่อ เป็นต้น ในขณะที่แกน x และ z จะกำหนดให้ค่า α_i, β_i มีค่าสูงมากจนทำให้ไม่เกิดการไหลในทิศทางดังกล่าว ค่าเหล่านี้ได้ถูกแสดงไว้ในตารางที่ 5

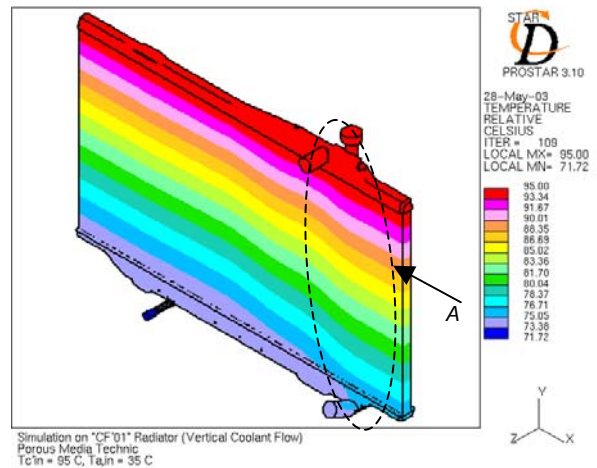
ในโครงสร้างของโปรแกรมได้มีการประยุกต์ Sub Routine ขึ้นมาเพื่อสร้างเทอมของการสูญเสียความร้อนในสมการพลังงานของแต่ละเซลล์โดยใช้สมการการถ่ายเทความร้อนระหว่างน้ำหล่อเย็นและอากาศ โดยกำหนดให้อุณหภูมิของอากาศที่สัมผัสกับหม้อน้ำมีค่าเท่ากับ 35°C ค่า hA จากการทดสอบซึ่งเป็น Global Coefficient สามารถหาได้จากตารางที่ 4 ค่าที่ได้นี้จะถูกกำหนดให้เป็น Local Coefficient ของทุกเซลล์ การกำหนดเงื่อนไขที่ขอบรวมทั้งพารามิเตอร์ต่างๆถูกแสดงไว้ในตารางที่ 5

ตารางที่ 5 เงื่อนไขและพารามิเตอร์ของแบบจำลอง

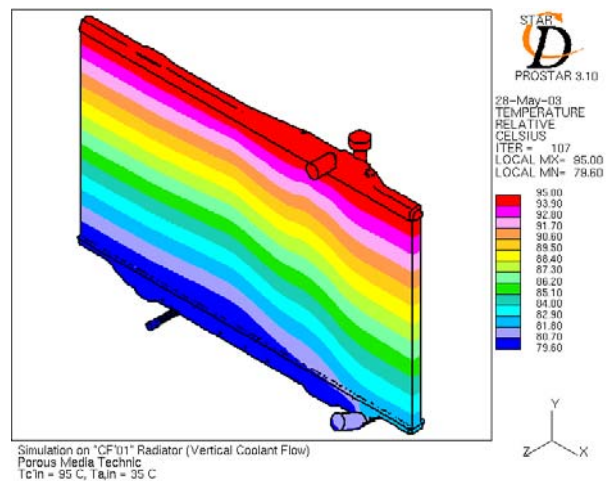
1.พารามิเตอร์ของน้ำหล่อเย็น - อัตราการไหล - ความเร็วที่ทางเข้า - อุณหภูมิที่ทางเข้า - ความหนาแน่นที่ทางเข้า	L/m m/s C kg/m ³	20, 40, 60 0.68, 1.36, 2.04 95.0 997
2.พารามิเตอร์ของอากาศ - ความเร็วที่ทางเข้า - อุณหภูมิที่ทางเข้า - ความหนาแน่น	m/s C kg/m ³	6.0, 8.0, 10.0 35.0 1.197
3.พารามิเตอร์วัสดุพอร์น - α_y - α_x, α_y - β_y - β_x, β_z		50,000 500,000 80,000 500,000
3.สภาวะอ้างอิง - พิกัดอ้างอิง		Cartesian
4.วิธีคำนวณเชิงตัวเลข - เงื่อนไขที่ทางเข้า - เงื่อนไขที่ทางออก - เงื่อนไขที่ผิวผนัง - แบบจำลองความปั่นป่วน - Solution Algorithm - Schemes - U,V,W - Momentum - P - Turbulence Kinetics k - Turbulence Dissipation ϵ - Solvers		Uniform Distribution $\partial\phi/\partial x_i = 0$ Adiabatic Wall $k - \epsilon$ SIMPLE [7] MARS [9] MARS MARS MARS CG [7]

5. ผลจากการจำลองและการวิเคราะห์

ผลจากแบบจำลองได้ถูกแสดงไว้ซึ่งมีทั้งหมดอยู่ 9 กรณีตามเงื่อนไขที่แสดงไว้ในตารางที่ 5 ในกรณีที่ 1 ถึง 3 ซึ่งเป็นกรณีที่มีเงื่อนไขที่ความเร็วของอากาศเท่ากับ 6.0 เมตรต่อวินาที และอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นเท่ากับ 20, 40 และ 60 ลิตรต่อวินาที ได้แสดงผลลัพธ์ของการกระจายอุณหภูมิและความดันดังในรูปที่ 1 - 3 และ 7 - 9 ทั้งนี้เพื่อให้เห็นถึงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิและความดันที่เกิดขึ้น ส่วนกรณีที่ 4 ถึง 9 ผลลัพธ์ที่ได้จะแสดงสรุปในรูปแบบของกราฟ



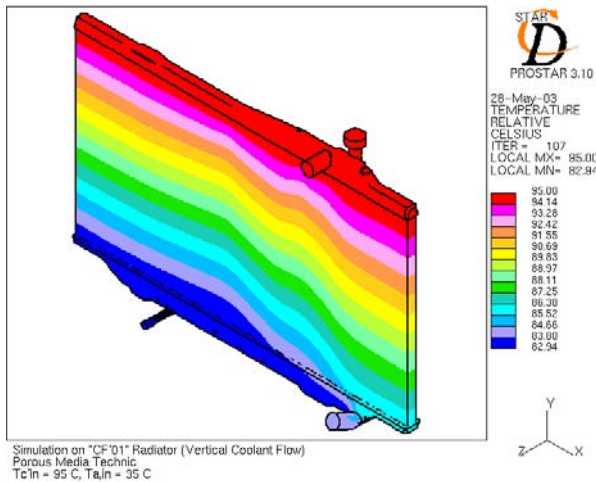
รูปที่ 3 การกระจายอุณหภูมิที่อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นเท่ากับ 20 ลิตรต่อวินาที



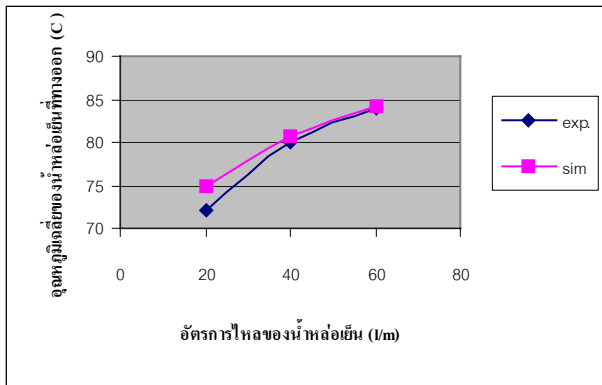
รูปที่ 4 การกระจายอุณหภูมิที่อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นเท่ากับ 40 ลิตรต่อวินาที

รูปที่ 3 แสดงการกระจายอุณหภูมิภายในหม้อน้ำที่ความเร็วของอากาศเท่ากับ 6.0 เมตรต่อวินาทีและที่อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นเท่ากับ 20 ลิตรต่อวินาที จะสังเกตเห็นว่าบริเวณเส้นประ A มีอุณหภูมิสูงกว่าบริเวณรอบๆเนื่องจากแนวการไหลของน้ำหล่อเย็นที่ไหลผ่านด้วยความเร็วที่สูงกว่าบริเวณรอบๆจึงทำให้ประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนตรงบริเวณนี้ลดลง อุณหภูมิเฉลี่ยของน้ำหล่อเย็นที่ทางออกซึ่งคำนวณได้จากแบบจำลองเท่ากับ 74.8°C ส่วนรูปที่ 4 และ 5 เป็น

กรณีใช้อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นเท่ากับ 40 และ 60 ลิตรต่อนาที ตามลำดับ จะพบการแกว่งของแวนระดับของอุณหภูมิมีมากกว่ากรณีแรก อุณหภูมิเฉลี่ยของน้ำหล่อเย็นที่ทางออกซึ่งคำนวณได้จากแบบจำลองทั้งสองกรณีเท่ากับ 80.8 และ 84.2 °C ตามลำดับ อุณหภูมิเฉลี่ยของน้ำหล่อเย็นที่ทางออกของหม้อน้ำซึ่งคำนวณได้จากโปรแกรมจะถูกนำมาเปรียบเทียบกับผลการทดสอบเพื่อพิจารณาความถูกต้องของแบบจำลอง ดังแสดงในรูปที่ 6 ที่เงื่อนไขความเร็วของอากาศเท่ากับ 6 เมตรต่อวินาที อุณหภูมิที่ได้จากการทดลองอยู่ในช่วงประมาณ 72-84 °C ในขณะที่ผลจากแบบจำลองจะอยู่ในช่วงประมาณ 75 -84 °C ซึ่งจะพบว่าผลที่ได้จากแบบจำลองมีค่าที่สูงกว่าผลของการทดลอง



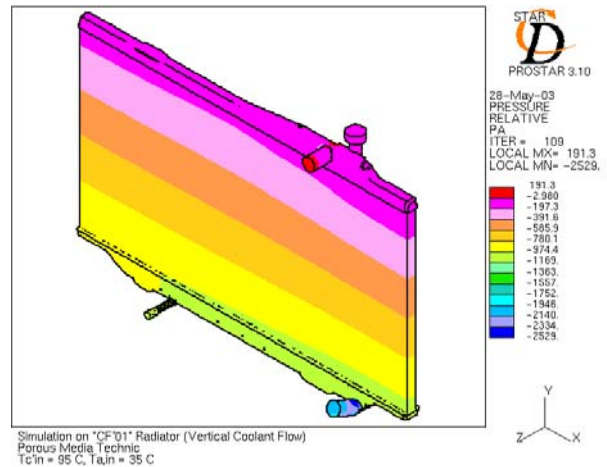
รูปที่ 5 การกระจายอุณหภูมิที่อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นเท่ากับ 60 ลิตรต่อนาที



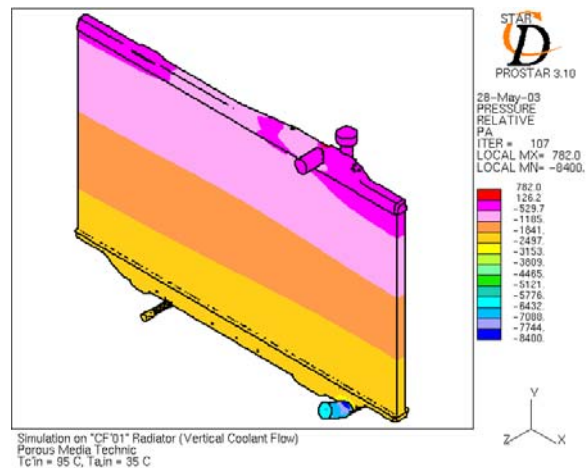
รูปที่ 6 กราฟสรุปอุณหภูมิเฉลี่ยที่ทางออกของผลทดสอบกับแบบจำลองที่ความเร็วของอากาศเท่ากับ 6.0 เมตรต่อวินาที

ในขณะที่การจำลองความดันตกคร่อมเนื่องจากการไหลของน้ำหล่อเย็นผ่านหม้อน้ำถูกแสดงดังรูปที่ 7-9 จากรูปที่ 7 ซึ่งแสดงการกระจายความดันภายในหม้อน้ำที่อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นเท่ากับ 20 ลิตรต่อนาที จะสังเกตเห็นว่าบริเวณด้านบนของแผงหม้อน้ำมีการกระจายความดันไม่สม่ำเสมอเนื่องจากผลกระทบจากลักษณะของการไหลปั่นป่วนที่บริเวณทางเข้าและเมื่อน้ำหล่อเย็นไหลผ่านท่อหน้าที่มีการจัดวางอย่างเป็นระเบียบจะทำให้การกระจายความดันเริ่มสม่ำเสมอมากขึ้น

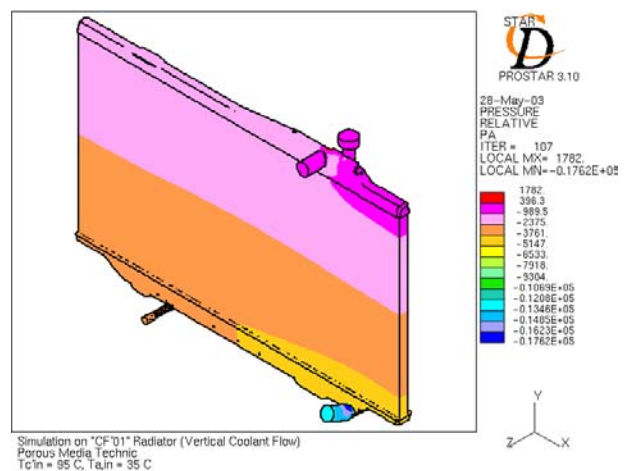
ความดันตกคร่อมเฉลี่ยของหม้อน้ำระหว่างทางเข้าและออกซึ่งคำนวณได้จากแบบจำลองเท่ากับ 2,012 Pa



รูปที่ 7 การกระจายความดันที่อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นเท่ากับ 20 ลิตรต่อนาที

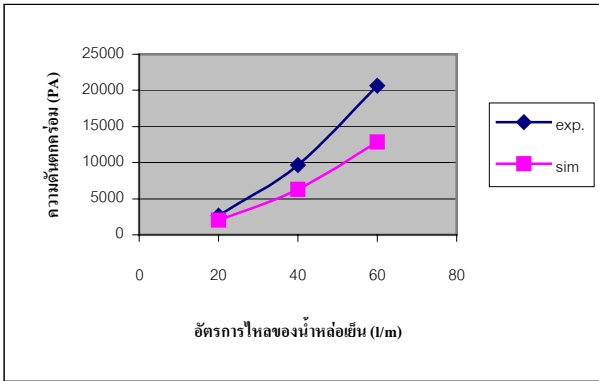


รูปที่ 8 การกระจายความดันที่อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นเท่ากับ 40 ลิตรต่อนาที

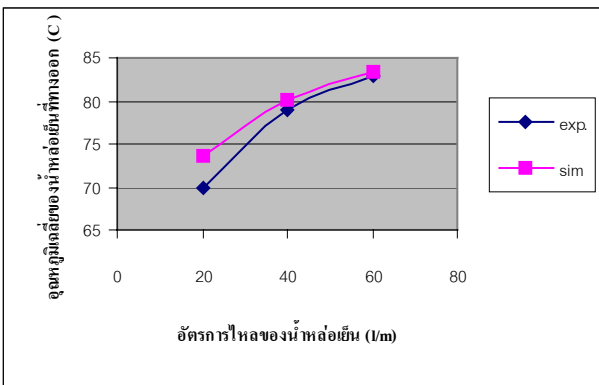


รูปที่ 9 การกระจายความดันที่อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นเท่ากับ 60 ลิตรต่อนาที

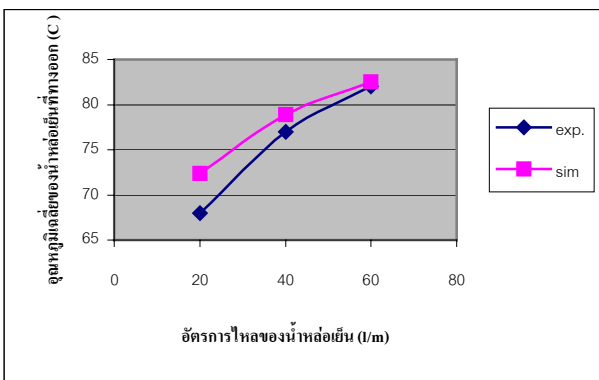
ส่วนรูปที่ 8 และ 9 แสดงการกระจายความดันที่อัตราการไหลของน้ำเท่ากับ 40 และ 60 ลิตรต่อนาที ตามลำดับ ค่าเฉลี่ยที่ได้เท่ากับ 6,332 และ 12,959 Pa ตามลำดับ ค่าเหล่านี้ได้ถูกนำไปเปรียบเทียบกับผลการทดสอบดังแสดงด้วยกราฟในรูปที่ 10 และพบว่าความดันตกคร่อมมีค่าเพิ่มขึ้นตามอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็น



รูปที่ 10 กราฟแสดงความดันตกคร่อมของผลทดสอบและแบบจำลอง



รูปที่ 11 กราฟสรุปอุณหภูมิเฉลี่ยที่ทางออกระหว่างผลทดสอบกับแบบจำลองที่ความเร็วของอากาศเท่ากับ 8.0 เมตรต่อวินาที



รูปที่ 12 กราฟสรุปอุณหภูมิเฉลี่ยที่ทางออกระหว่างผลทดสอบกับแบบจำลองที่ความเร็วของอากาศเท่ากับ 10.0 เมตรต่อวินาที

รูปที่ 12 เป็นกราฟสรุปในกรณี 4 ถึง 6 ซึ่งมีเงื่อนไขความเร็วของอากาศเท่ากับ 8.0 เมตรต่อวินาที ผลลัพธ์ที่ได้จากแบบจำลองพบว่า

อุณหภูมิที่ได้อยู่ในช่วงประมาณ 74 -83 °C สูงกว่าการทดสอบซึ่งมีค่า 70-83 °C หรือมีความคลาดเคลื่อนน้อยกว่า 6% ส่วนรูปที่ 13 เป็นกราฟสรุปในกรณี 7 ถึง 9 ซึ่งมีเงื่อนไขความเร็วของอากาศเท่ากับ 10.0 เมตรต่อวินาที ผลลัพธ์ที่ได้จากแบบจำลองพบว่า อุณหภูมิที่ได้อยู่ในช่วงประมาณ 73 -83 °C สูงกว่าการทดสอบซึ่งมีค่า 68-82 °C หรือมีความคลาดเคลื่อนน้อยกว่า 7% ผลที่ได้ในทุกกรณีพบว่า ความคลาดเคลื่อนจะลดลงเมื่ออัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นเพิ่มขึ้น

6. สรุป

บทความนี้ได้นำเสนอถึงการประยุกต์ใช้เทคนิควิศวกรรมในกระบวนการคำนวณเชิงตัวเลขแบบวิธีปริมาตรสี่เหลี่ยมเพื่อจำลองการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์หม้อน้ำรถยนต์ วิธีการนี้ช่วยลดความยุ่งยากของการสร้างรูปร่างของท่อเข้ากับครีบริบายความร้อน เทอมของการสูญเสียที่เกิดกับวัสดุพอรุนจะถูกสร้างขึ้นในสมการโมเมนตัมและพลังงาน ความดันตกคร่อมกับวัสดุพอรุนเนื่องจากการไหลของน้ำหล่อเย็นถูกกำหนดด้วย ค่าสัมประสิทธิ์ α, β ซึ่งพบว่ามีค่าเท่ากับ 50,000 และ 80,000 ตามลำดับ ในขณะที่การสูญเสียความร้อนระหว่างน้ำหล่อเย็นกับกระแสอากาศถูกกำหนดด้วย ค่าสัมประสิทธิ์ hA ซึ่งได้จากการทดสอบ พบว่ามีค่าในช่วง 541 – 928 w/K ผลที่ได้จากแบบจำลองทั้ง 9 กรณีพบว่า ความดันตกคร่อมที่ได้จากแบบจำลองมีค่าอยู่ในช่วงประมาณ 2,000 –13,000 Pa ซึ่งมีค่าต่ำกว่าผลการทดสอบที่มีค่าในช่วง 2,600 –20,600 Pa ในขณะที่อุณหภูมิเฉลี่ยของน้ำหล่อเย็นที่ทางออกซึ่งได้จากแบบจำลองมีค่าอยู่ในช่วง 72-84 °C ส่วนการทดสอบซึ่งมีค่าประมาณ 68-84 °C พบว่ามีค่าความคลาดเคลื่อนน้อยกว่า 10% ความคลาดเคลื่อนนี้เกิดจากปัจจัยหลายอย่าง เช่น ความถูกต้องของแบบจำลอง ข้อสมมุติฐานที่ใช้ในแบบจำลอง ความละเอียดของการกำหนดค่าพารามิเตอร์ ความถูกต้องของ CAD Files เป็นต้น การปรับปรุงข้อบกพร่องต่างๆ เหล่านี้จะช่วยทำให้การพัฒนาแบบจำลองมีความถูกต้องมากยิ่งขึ้น

เอกสารอ้างอิง

- [1] A.Ecer, C.Toksoy, V.Rubek, R.Hall & G.Gezmisoglu, V.Pagliarulo, S.Caruso, J.Azzali, "Air Flow and Heat Transfer Analysis of an Automotive Engine Radiator to Calculate Air to Boil Temperature", 1996 SAE International Congress & Exposition, 1996.
- [2] S.Maddipati, "Coupling of CFD and Shape Optimization for Radiator Design" Fluent Automotive Users' Group Meeting, 2002.
- [3] Warsi, Z.V.A.1981. "Conservation Form of The Navier-Stokes Equations in General Nonsteady Coordinates", *AIAA Journal*, 19, pp.240-242.
- [4] Hinze, P.O. 1975. "Turbulence" .2nd Edition, McGraw-Hill, New York.
- [5] Launder, B.E., and Spalding, D.B.1974. "The numerical

Computation of Turbulent Flows" *Comp. Meth. in Appl. Mech. and Eng.*, 3, pp. 269-289.

[6] EL Tahry, S.H. 1983. " $k - \varepsilon$ Equation for Compressible Reciprocating engine Flows", *AIAA, J. Energy*, 7(4), pp.345-353.

[7] STAR-CD 3.15 Methodology, 2001, Computational Dynamics.

[8] J.P.Holman, "Heat Transfer", McGraw-Hill, Singapore, 1989

[9] John D. Anderson, "COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS The Basics with Applications", Jr. McGraw-Hill, Inc, 1995.

[10] H.K. Versteeg, W.Malalasekera, " An Introduction to Computational Fluid Dynamics The Finite Volume Method" , Longman Group, 1995.