

การควบคุมพัลลัมไฟฟ้าด้วยตรรกะคลุมเครือสำหรับระบบระบายความร้อนชุด
แบตเตอรี่รถบัไฟฟ้า



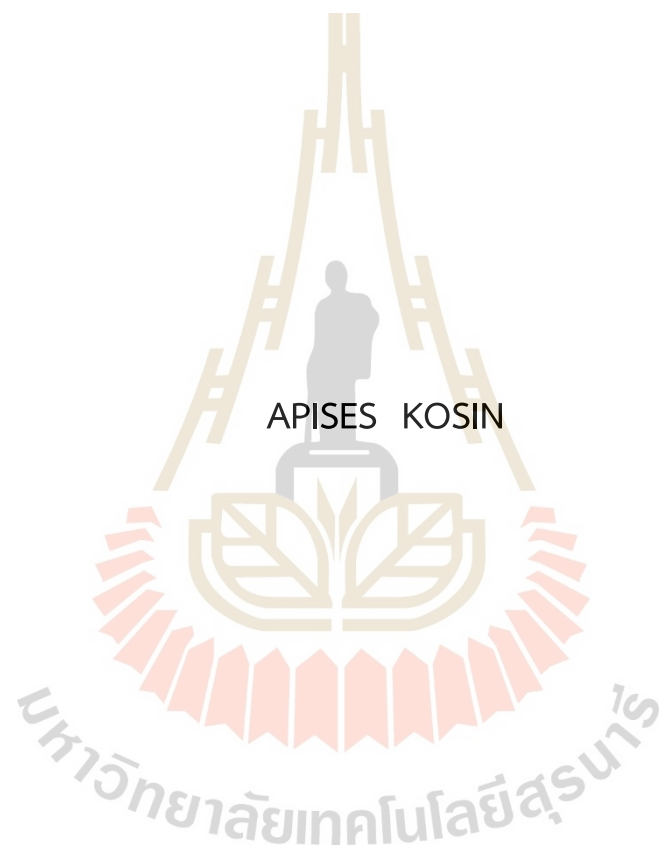
วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมเมคคาทรอนิกส์

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

ปีการศึกษา 2566

FUZZY LOGIC- BASED CONTROL OF ELECTRIC FANS FOR
ENHANCED LIQUID COOLING IN EV BUS BATTERY PACK



A Thesis Submitted in Partial Fulfillment of the Requirements for the
Degree of Master of Engineering in Mechatronics Engineering
Suranaree University of Technology
Academic Year 2023

การควบคุมพัลลัมไฟฟ้าด้วยตรรกะคลุมเครือสำหรับระบบระบายความร้อนชุด
แบตเตอรี่รถบัไฟฟ้า

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี อนุมัติให้บัณฑิตวิทยาลัยฉบับนี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษา
ตามหลักสูตรปริญญาวิทยาศาสตรบัณฑิต

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์



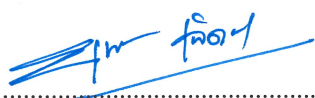
(ผศ. ดร. โศรฎา แข็งการ)
ประธานกรรมการ



(รศ. ดร. จีระพล ศรีเสริฐผล)
กรรมการ (อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์)



(ผศ. ดร. ชัยยุทธ สัมภาวะคุปต์)
กรรมการ



(รศ. ดร. ยุพาพร รักสกุลพิวัฒน์)
รองอธิการบดีฝ่ายวิชาการและประกันคุณภาพ



(รศ. ดร. พรศิริ จงกล)
คณบดีสำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์

อภิเศรษฐ์ โกสินทร์: การควบคุมพัดลมไฟฟ้าด้วยตรรกะคลุมเครือสำหรับระบบระบายความร้อนชุดแบตเตอรี่รถบัสไฟฟ้า (FUZZY LOGIC- BASED CONTROL OF ELECTRIC FANS FOR ENHANCED LIQUID COOLING IN EV BUS BATTERY PACK)

อาจารย์ที่ปรึกษา: รองศาสตราจารย์ ดร.จิระพล ศรีเสริฐผล, 117 หน้า.

คำสำคัญ: โปรแกรมแมทแลป-ซิมูลิงค์/เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน/ฟuzzyลอจิก

ด้วยบริษัทเซตซีซีซี คอร์ปอเรชั่น จำกัด มีความต้องการจะปรับเปลี่ยนรถบัสโดยสารจากเครื่องยนต์สันดาปเป็นเครื่องยนต์ไฟฟ้า (EV Bus) และให้ความสำคัญในการออกแบบระบบระบายความร้อน ให้สามารถรักษาอุณหภูมิของชุดแบตเตอรี่ให้เหมาะสม เพื่อให้การใช้งานเกิดประสิทธิภาพ และมีอายุการใช้งานที่ยาวนานขึ้น โดยการใช้ระบบควบคุมแบบตรรกะคลุมเครือในการควบคุมความร้อนของชุดแบตเตอรี่ด้วยพัดลมไฟฟ้า แบบใช้ของเหลวในการระบายความร้อน (Liquid cooling) กระจายความร้อนออกจากหม้อน้ำ (Radiator) และอุปกรณ์ระบายความร้อนที่ผ่านการใช้งานภายในรถบัสสันดาป เป็นการดำเนินการแบบวิศวกรรมย้อนกลับ (Reverse engineer) ศึกษาความสามารถในการแลกเปลี่ยนความร้อน ใช้อย่างมีประสิทธิภาพและประหยัดพลังงานในระบบระบายความร้อนที่ถูกควบคุมด้วยตรรกะคลุมเครือ ในการปรับความเร็วและการทำงานของพัดลมไฟฟ้าแบบไดนามิก โดยการอ้างอิงอุณหภูมิทางออกของหม้อน้ำแบบเรียลไทม์ สภาพแวดล้อม และพารามิเตอร์อื่น ๆ ที่ส่งผลต่อการระบายความร้อน ซึ่งระบบควบคุมแบบตรรกะคลุมเครือ มีความสามารถในการจัดการกับความไม่แน่นอนและความไม่เป็นเชิงเส้นของความร้อน ดังนั้น ระบบระบายความร้อนที่ควบคุมด้วยวิธีการนี้จะช่วยเพิ่มประสิทธิภาพการทำงาน และยังลดการใช้พลังงาน รวมถึงเสียงที่เกิดขึ้นจากการใช้งาน นำเสนอวิธีการควบคุมที่แข็งแกร่งสำหรับการระบายความร้อนชุดแบตเตอรี่รถบัสไฟฟ้า ด้วยตรรกะคลุมเครือ และประสิทธิภาพในการแลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อช่วยในการปรับปรุงการจัดการความร้อน และเป็นแนวทางในการออกแบบระบบระบายความร้อน สำหรับยานยนต์ไฟฟ้า โดยการประมาณการแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบ เพื่อนำไปออกแบบระบบควบคุม ซึ่งแบบจำลองมีค่ารากที่สองของความคลาดเคลื่อนเฉลี่ย (RMSE) ของอุณหภูมิทางออกมากที่สุดอยู่ที่ $2.44\text{ }^{\circ}\text{C}$ จากการทดสอบจริงแบบไดนามิก และระบบระบายความร้อนสามารถรักษาอุณหภูมิทางออกจากหม้อน้ำให้ไม่เกิน $70\text{ }^{\circ}\text{C}$ สำหรับนำไปใช้กับชุดแบตเตอรี่รวมถึงแหล่งความร้อนอื่น ๆ ที่เกิดขึ้นภายในรถบัสไฟฟ้าได้

สาขาวิชาวิศวกรรมเมคคาทรอนิกส์

ปีการศึกษา 2566

ลายมือชื่อนักศึกษา..... อภิเศรษฐ์

ลายมือชื่ออาจารย์ที่ปรึกษา.....

APISES KOSIN : FUZZY LOGIC- BASED CONTROL OF ELECTRIC FANS FOR
ENHANCED LIQUID COOLING IN EV BUS BATTERY PACK.

THESIS ADVISOR : ASSOC. PROF. JIRAPHON SRISERTPOL, Ph.D., 117 PP.

Keywords: Matlab-Simulink/Heat Exchanger/Fuzzy Logic Control

Cherdchai Corporation Co.,Ltd., there is an imperative to transition from combustion engine to electric engine (EV Bus) in passenger buses underscores the critical importance of designing effective cooling systems to maintain optimal battery pack temperatures. This study focuses on enhancing efficiency and lifespan through the implementation of a fuzzy logic control system to regulate battery pack heat using an electric fan. Liquid cooling is employed to dissipate heat from the radiator and internal components of the combustion bus, employing a reverse engineering approach to assess heat exchange capabilities for integration into electric buses. The cooling system, governed by network logic, dynamically adjusts fan speed and operation based on real-time outlet temperature, radiator exit, environmental factors, and other parameters impacting cooling. Leveraging fuzzy logic control enables the system to address thermal uncertainties and non-linearities, resulting in improved performance, reduced energy consumption, and diminished noise levels. This research presents a robust cooling control method for electric bus battery packs, emphasizing efficiency in heat exchange and providing guidance for cooling system design in electric vehicles. By developing a mathematical model with a maximum root mean square error (RMSE) of 2.44 °C for outlet water temperature during dynamic tests, the cooling system maintains radiator exit temperatures within 70 °C, suitable for battery packs and other heat sources within electric buses.

School of Mechatronics Engineering
Academic Year 2023

Student's Signature.....

Advisor's Signature.....

Apises

Srisertpol

กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์เล่มนี้สำเร็จลุล่วงไปด้วยดี ผู้วิจัยขอกราบพระคุณบุคคลต่าง ๆ ที่ให้คำปรึกษา แนะนำ และช่วยเหลือ ทั้งในด้านวิชาการ การดำเนินงานวิจัย ให้ลุล่วงตามวัตถุประสงค์ทุกประการ

ขอขอบพระคุณ รองศาสตราจารย์ ดร.จิระพล ศรีเสริฐผล อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ ที่ได้ประสิทธิ์ประสาทวิชาความรู้ ทั้งในด้านทฤษฎี และด้านปฏิบัติ และคอยให้คำแนะนำในการทำงานวิจัย อีกทั้งยังเป็นแบบอย่างที่ดีในการดำรงชีวิต ให้รู้จักพากเพียร ช่วยเหลือผู้อื่น ซึ่งผู้วิจัยขอขอบคุณท่านเป็นอย่างสูง และจะนำเอาวิชาความรู้ไปประยุกต์ใช้กับงานในภายภาคหน้าต่อไป

ขอขอบพระคุณ รองศาสตราจารย์ เรืออากาศเอก ดร.กนต์ธร ชำนิประศาสน์ และคณาจารย์ทุกท่าน ที่ให้ความรู้ที่เป็นประโยชน์ในการดำเนินงานวิจัย ซึ่งผู้วิจัยสามารถนำมาประยุกต์ใช้ให้ งานวิจัยนี้สำเร็จได้

ขอขอบพระคุณ กองทัพเรือสำหรับทุนการศึกษาระดับมหาบัณฑิตของผู้วิจัย อีกทั้งบริษัท เซิตชัย คอร์ปอเรชั่น จำกัด ในการสนับสนุนวัสดุอุปกรณ์ที่ใช้ในงานวิจัยฉบับนี้

ขอขอบพระคุณ เจ้าหน้าที่ประจำสำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์ทุก ๆ ท่าน ที่อำนวยความสะดวกในดำเนินงานเอกสารต่าง ๆ ตลอดจนให้คำปรึกษาแก่ผู้วิจัยด้วยดีเสมอมา

ขอขอบคุณพี่ น้อง และเพื่อน ๆ ในกลุ่มวิจัย System and Control Engineering Laboratory ที่คอยให้คำปรึกษา ชี้แนะแนวทาง และช่วยเหลือในด้านต่าง ๆ มาโดยตลอด

ท้ายที่สุดขอกราบขอบพระคุณบิดามารดา สมาชิกครอบครัวโกสินทร์ที่เลี้ยงดู ส่งเสริม ให้การอบรมสั่งสอน ให้โอกาสทางการศึกษา และสนับสนุนในทุก ๆ ด้าน จนทำให้ผู้วิจัยประสบความสำเร็จในชีวิตตลอดมา

อภิเศษฐ ์ โกลินทร์

สารบัญ

หน้า

| | |
|--|----------|
| บทคัดย่อ (ภาษาไทย)..... | ก |
| บทคัดย่อ (ภาษาอังกฤษ)..... | ข |
| กิตติกรรมประกาศ..... | ค |
| สารบัญ..... | ง |
| สารบัญตาราง..... | ช |
| สารบัญรูป..... | ฉ |
| คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ | ฎ |
| บทที่ | |
| 1 บทนำ..... | 1 |
| 1.1 ที่มาและความสำคัญของปัญหาวิจัย | 1 |
| 1.2 วัตถุประสงค์ของการวิจัย..... | 3 |
| 1.3 ขอบเขตของการวิจัย | 3 |
| 1.4 ระเบียบวิธีวิจัย | 4 |
| 1.5 สถานที่ดำเนินงานวิจัย..... | 4 |
| 1.6 เครื่องมือที่ใช้ในการทำวิจัย..... | 4 |
| 1.7 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ | 5 |
| 2 ปรีทัศน์วรรณกรรมและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง..... | 6 |
| 2.1 แบตเตอรี่..... | 6 |
| 2.1.1 แบตเตอรี่ในยานยนต์ไฟฟ้าใช้ที่ใช้งานหนัก..... | 6 |
| 2.1.2 แบตเตอรี่ลิเทียมไอออน..... | 7 |
| 2.1.3 พฤติกรรมทางความร้อนของแบตเตอรี่ลิเทียมไอออน | 9 |
| 2.1.4 การวิบัติของแบตเตอรี่เนื่องจากความร้อน..... | 9 |
| 2.2 ระบบระบายความร้อนแบตเตอรี่ในยานยนต์ไฟฟ้า | 11 |
| 2.2.1 ประเภทระบบระบายความร้อนแบตเตอรี่..... | 11 |
| 2.2.2 ส่วนประกอบของระบบระบายความร้อนแบตเตอรี่ด้วยของเหลว | 12 |

สารบัญ (ต่อ)

หน้า

| | | |
|-------|--|----|
| 2.2.3 | เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger)..... | 13 |
| 2.3 | ระบบควบคุม..... | 17 |
| 2.3.1 | ระบบควบคุมแบบวงเปิด (Open-loop control) | 17 |
| 2.3.2 | ระบบควบคุมแบบวงปิด (Close-loop control)..... | 17 |
| 2.3.3 | ระบบควบคุมแบบลอจิก (Logic control)..... | 17 |
| 2.3.4 | ระบบควบคุมแบบเปิด - ปิด (On-Off control)..... | 18 |
| 2.3.5 | ระบบควบคุมแบบฟัซซีหรือระบบควบคุมแบบตรรกะคลุมเครือ (Fuzzy Logic control)..... | 18 |
| 2.4 | ปริทัศน์วรรณกรรมที่เกี่ยวข้อง..... | 22 |
| 2.4.1 | งานวิจัยที่เกี่ยวข้องเกี่ยวกับการจัดการความร้อนแบบเตอรี..... | 22 |
| 2.4.2 | งานวิจัยที่เกี่ยวข้องเกี่ยวกับการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์..... | 23 |
| 2.4.3 | งานวิจัยที่เกี่ยวข้องเกี่ยวกับระบบควบคุม | 23 |
| 2.5 | สรุป..... | 24 |
| 3 | วิธีดำเนินการวิจัย..... | 26 |
| 3.1 | บทนำ..... | 26 |
| 3.2 | ชุดทดสอบระบบระบายความร้อน..... | 27 |
| 3.2.1 | ถังน้ำพร้อมขดลวดความร้อน..... | 28 |
| 3.2.2 | ปั้มน้ำ เครื่องยนต์ Cummins ISDe285-30..... | 28 |
| 3.2.3 | หม้อน้ำ (Radiator)..... | 29 |
| 3.2.4 | พัดลมไฟฟ้า..... | 29 |
| 3.2.5 | เซ็นเซอร์..... | 30 |
| 3.3 | ชุดควบคุมพัดลมระบายความร้อน..... | 32 |
| 3.3.1 | แหล่งจ่ายไฟฟ้ากระแสตรง (Power supply)..... | 33 |
| 3.3.2 | โมดูลปรับแรงดันไฟฟ้ากระแสตรง (DC Step down module)..... | 33 |
| 3.3.3 | โมดูลรีเลย์ (Relay module)..... | 34 |
| 3.3.4 | บอร์ดควบคุม STM32F746ZG..... | 34 |
| 3.4 | แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบระบายความร้อน..... | 35 |

สารบัญ (ต่อ)

หน้า

| | | |
|-------|---|----|
| 3.4.1 | สมการสมดุลทางความร้อนในเทอมของน้ำ | 35 |
| 3.4.2 | สมการสมดุลทางความร้อนในเทอมของอากาศ..... | 36 |
| 3.4.3 | อัตราการแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat exchange rate)..... | 37 |
| 3.5 | ออกแบบระบบควบคุมแบบคลุมเครือ (FUZZY LOGIC)..... | 39 |
| 3.5.1 | ฟังก์ชันการเป็นสมาชิกของอินพุต (Input membership function) | 40 |
| 3.5.2 | ฟังก์ชันการเป็นสมาชิกของเอาต์พุต (Output membership function)..... | 41 |
| 3.5.3 | กำหนดกฎฟัซซี (Fuzzy rules)..... | 42 |
| 3.5.4 | การใช้งานฟัซซีร่วมกับชุดควบคุมในโปรแกรม MATLAB - Simulink..... | 43 |
| 3.6 | การทดลอง | 44 |
| 3.6.1 | ทดสอบความสามารถอุปกรณ์ในการระบายความร้อน (Static test) | 44 |
| 3.6.2 | ทดสอบระบบควบคุมการระบายความร้อน (Dynamic test) | 45 |
| 3.7 | สรุป | 45 |
| 4 | ผลการวิจัยและอภิปรายผล | 46 |
| 4.1 | บทนำ | 46 |
| 4.2 | ความสามารถในการระบายความร้อน (STATIC TEST) | 46 |
| 4.2.1 | ปั้มน้ำหมุนที่ความเร็ว 800 rpm..... | 46 |
| 4.2.2 | ปั้มน้ำหมุนที่ความเร็ว 1,000 rpm | 49 |
| 4.2.3 | ปั้มน้ำหมุนที่ความเร็ว 1,200 rpm..... | 52 |
| 4.3 | ผลการทดลองแบบพลวัต (DYNAMIC TEST)..... | 56 |
| 4.3.1 | อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นทางเข้าหม้อน้ำ 80 °C..... | 56 |
| 4.3.2 | อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นทางเข้าหม้อน้ำ 75 °C..... | 57 |
| 4.3.3 | อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นทางเข้าหม้อน้ำ 70 °C..... | 59 |
| 4.4 | ตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลอง (VALIDATE MODEL)..... | 60 |
| 4.4.1 | การประมาณค่าพารามิเตอร์ (Parameter estimation) | 60 |
| 4.4.2 | การตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลองที่สภาวะคงที่ (Static validation) | 61 |
| 4.4.3 | การตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลองแบบพลวัต (Dynamic validation).... | 66 |

สารบัญ (ต่อ)

| | หน้า |
|--|------|
| 4.5 อัตราการใช้พลังงาน (POWER CONSUMPTION)..... | 71 |
| 4.6 สรุป..... | 74 |
| 5 สรุปและข้อเสนอแนะ | 75 |
| 5.1 สรุปผลการวิจัย..... | 75 |
| 5.2 ข้อเสนอแนะ..... | 76 |
| รายการอ้างอิง..... | 78 |
| ภาคผนวก | |
| ภาคผนวก ก. แบบจำลองระบบระบายความร้อนด้วยโปรแกรม MATLAB – Simulink..... | 81 |
| ภาคผนวก ข. การใช้โปรแกรม MATLAB ในการประมาณค่าพารามิเตอร์..... | 83 |
| ภาคผนวก ค. รายละเอียดของพัดลมไฟฟ้าและเซนเซอร์ | 88 |
| ภาคผนวก ง. บทความทางวิชาการที่ได้รับการตีพิมพ์เผยแพร่ในระหว่างศึกษา..... | 105 |
| ประวัติผู้เขียน..... | 117 |

สารบัญตาราง

| ตารางที่ | | หน้า |
|----------|---|------|
| 2.1 | ความจุแบตเตอรี่เฉลี่ยในรถบรรทุกไฟฟ้าขนาดกลางถึงขนาดหนัก | 7 |
| 3.1 | โหมตการทำงานของพัดลม | 40 |
| 3.2 | ฟังก์ชันการเป็นสมาชิกของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็น | 40 |
| 3.3 | ฟังก์ชันการเป็นสมาชิกของเอาต์พุต | 41 |
| 3.4 | กำหนดกฎของฟัซซี (Fuzzy rules) | 42 |
| 3.5 | ออกแบบการทดสอบหาความสามารถในการระบายความร้อน | 44 |
| 4.1 | ผลการตอบสนองของระบบระบายความร้อนที่สภาวะคงตัวที่ปั้มน้ำหมุน 800 rpm | 48 |
| 4.2 | การเพิ่มขึ้นของอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ 800 rpm..... | 49 |
| 4.3 | ผลการตอบสนองของระบบระบายความร้อนที่สภาวะคงตัวที่ปั้มน้ำหมุน 1,000 rpm | 51 |
| 4.4 | การเพิ่มขึ้นของอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ 1,000 rpm..... | 52 |
| 4.5 | ผลการตอบสนองของระบบระบายความร้อนที่สภาวะคงตัวที่ปั้มน้ำหมุน 1,200 rpm | 54 |
| 4.6 | การเพิ่มขึ้นของอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ 1,200 rpm..... | 55 |
| 4.7 | ผลตอบสนองแบบพลวัตี | 60 |
| 4.8 | ผลตอบสนองการถ่ายเทความร้อนในช่วงสภาวะคงที่ | 60 |
| 4.9 | ค่าพารามิเตอร์จากการประมาณด้วย Parameter estimator..... | 61 |
| 4.10 | ผลการตรวจสอบแบบจำลองที่สภาวะคงที่..... | 66 |
| 4.11 | ผลการตรวจสอบแบบจำลองแบบพลวัตี | 71 |

สารบัญรูป

| รูปที่ | | หน้า |
|--------|--|------|
| 1.1 | จำนวนยานยนต์ไฟฟ้าในแต่ละภูมิภาคเลือกสำรองในคลังตั้งแต่ปี พ.ศ. 2553-2565..... | 1 |
| 1.2 | กลไกการเกิด Thermal Runaway (TR) และปัจจัยที่มีผลกระทบ | 2 |
| 2.1 | ระยะทางเฉลี่ยของรถบัสและรถบรรทุกไฟฟ้าที่จำหน่ายในประเทศจีน | 7 |
| 2.2 | ลำดับการเกิดการวิบัติเนื่องจากความร้อนของเซลล์ LiCoO ₂ /graphite..... | 10 |
| 2.3 | การแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ cross flow..... | 14 |
| 2.4 | ระบบควบคุมแบบวงปิด (Open-loop control)..... | 17 |
| 2.5 | ระบบควบคุมแบบวงปิด (Close-loop control)..... | 17 |
| 2.6 | ตรรกะแบบเท็จจริง เป็นเท็จเทียบตรรกะคลุมเครือ..... | 18 |
| 2.7 | ค่าความเป็นสมาชิกระหว่าง crisp set และ fuzzy set..... | 19 |
| 2.8 | ฟังก์ชันสามเหลี่ยม (Triangular)..... | 19 |
| 2.9 | ฟังก์ชันสี่เหลี่ยมคางหมู (trapezoidal)..... | 20 |
| 2.10 | ฟังก์ชันเกาส์เซียน (Gaussian)..... | 20 |
| 2.11 | โครงสร้างพื้นฐานของการประมวลผลแบบฟัซซี..... | 21 |
| 3.1 | ภาพรวมระบบระบายความร้อนด้วยพัดลมไฟฟ้า | 26 |
| 3.2 | ขั้นตอนการดำเนินงานวิจัย | 27 |
| 3.3 | ถังน้ำร้อน..... | 28 |
| 3.4 | ปั้มน้ำและมอเตอร์..... | 28 |
| 3.5 | หม้อน้ำ (Radiator)..... | 29 |
| 3.6 | พัดลมไฟฟ้า | 30 |
| 3.7 | NTC Thermistor (Coolant water temperature sensor)..... | 30 |
| 3.8 | วงจรแบ่งแรงดัน (Voltage divider)..... | 31 |
| 3.9 | K-type Thermocouple and amplifier module..... | 32 |
| 3.10 | ชุดควบคุมพัดลมระบายความร้อน | 32 |
| 3.11 | วงจรไฟฟ้าชุดควบคุมพัดลมระบายความร้อน | 33 |

สารบัญรูป (ต่อ)

| รูปที่ | หน้า |
|--------|---|
| 3.12 | แผนภาพของระบบแลกเปลี่ยนความร้อน 35 |
| 3.13 | Fuzzy logic designer 39 |
| 3.14 | ฟังก์ชันการเป็นสมาชิกของอินพุต (Input membership function) 41 |
| 3.15 | ฟังก์ชันการเป็นสมาชิกของเอาต์พุต (Output membership function)..... 42 |
| 3.16 | Fuzzy rules viewer 43 |
| 3.17 | แผนภาพ Block diagram ในการสั่งงานพัดลมไฟฟ้า 43 |
| 4.1 | อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นและอากาศที่พัดลม 3 ตัวทำงาน 85 เปอร์เซ็นต์ 800 rpm..... 46 |
| 4.2 | อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นและอากาศที่พัดลม 3 ตัวทำงาน 60 เปอร์เซ็นต์ 800 rpm..... 47 |
| 4.3 | อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นและอากาศที่พัดลม 2 ตัวทำงาน 85 เปอร์เซ็นต์ 800 rpm..... 47 |
| 4.4 | อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นและอากาศที่พัดลม 2 ตัวทำงาน 60 เปอร์เซ็นต์ 800 rpm..... 48 |
| 4.5 | อัตราการถ่ายเทความร้อนที่ปั้มน้ำหมุน 800 rpm..... 49 |
| 4.6 | อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นและอากาศที่พัดลม 3 ตัวทำงาน 85 เปอร์เซ็นต์ 1,000 rpm..... 50 |
| 4.7 | อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นและอากาศที่พัดลม 3 ตัวทำงาน 85 เปอร์เซ็นต์ 1,000 rpm..... 50 |
| 4.8 | อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นและอากาศที่พัดลม 2 ตัวทำงาน 85 เปอร์เซ็นต์ 1,000 rpm..... 50 |
| 4.9 | อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นและอากาศที่พัดลม 2 ตัวทำงาน 60 เปอร์เซ็นต์ 1,000 rpm..... 51 |
| 4.10 | อัตราการถ่ายเทความร้อนที่ปั้มน้ำหมุน 1,000 rpm..... 51 |
| 4.11 | อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นและอากาศที่พัดลม 3 ตัวทำงาน 85 เปอร์เซ็นต์ 1,200 rpm..... 52 |
| 4.12 | อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นและอากาศที่พัดลม 3 ตัวทำงาน 60 เปอร์เซ็นต์ 1,200 rpm..... 53 |
| 4.13 | อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นและอากาศที่พัดลม 2 ตัวทำงาน 85 เปอร์เซ็นต์ 1,200 rpm..... 53 |
| 4.14 | อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นและอากาศที่พัดลม 2 ตัวทำงาน 60 เปอร์เซ็นต์ 1,200 rpm..... 54 |
| 4.15 | อัตราการถ่ายเทความร้อนที่ปั้มน้ำหมุน 1,200 rpm..... 55 |
| 4.16 | ผลตอบสนองแบบพลวัตที่อุณหภูมิน้ำทางเข้า 80 °C..... 57 |
| 4.17 | ผลตอบสนองแบบพลวัตที่อุณหภูมิน้ำทางเข้า 75 °C..... 58 |
| 4.18 | ผลตอบสนองแบบพลวัตที่อุณหภูมิน้ำทางเข้า 70 °C..... 59 |
| 4.19 | การตรวจสอบแบบจำลองที่พัดลม 3 ตัวทำงาน 90% 62 |
| 4.20 | การตรวจสอบแบบจำลองที่พัดลม 2 ตัวทำงาน 90% 63 |
| 4.21 | การตรวจสอบแบบจำลองที่พัดลม 3 ตัวทำงาน 60% 64 |

สารบัญรูป (ต่อ)

| รูปที่ | หน้า |
|--------|---|
| 4.22 | การตรวจสอบแบบจำลองที่พัฒนา 2 ตัวทำงาน 60% 65 |
| 4.23 | ผลการตรวจสอบแบบจำลองแบบพลวัตที่อุณหภูมิน้ำทางเข้า 80 °C 67 |
| 4.24 | ผลการตรวจสอบแบบจำลองแบบพลวัตที่อุณหภูมิน้ำทางเข้า 75 °C 69 |
| 4.25 | ผลการตรวจสอบแบบจำลองแบบพลวัตที่อุณหภูมิน้ำทางเข้า 70 °C 70 |
| 4.26 | การใช้พลังงานในแต่ละโหมดการทำงาน 72 |
| 4.27 | อัตราการบริโภคพลังงานของการควบคุมแบบเปิด-ปิด 73 |
| 4.28 | อัตราการบริโภคพลังงานของการควบคุมแบบพีซี 74 |
| ก.1 | แบบจำลองระบบระบายความร้อนแบบพลวัต 82 |
| ข.1 | แบบจำลองระบบระบายความร้อน 84 |
| ข.2 | กำหนดพารามิเตอร์เริ่มต้นของระบบ 84 |
| ข.3 | ขั้นตอนการเข้า Parameter estimator 85 |
| ข.4 | ขั้นตอนการนำเข้าข้อมูล 85 |
| ข.5 | เลือกพารามิเตอร์ที่ต้องการประมาณค่า 86 |
| ข.6 | ขั้นตอนกำหนดขอบเขตของพารามิเตอร์ 86 |
| ข.7 | ขั้นตอนการตั้งค่าวิธีการและรอบการหาที่เหมาะสม 87 |
| ข.8 | กราฟแสดงผลการประมาณค่าพารามิเตอร์ของระบบ 87 |
| ค.1 | กราฟความสัมพันธ์ระหว่างสัญญาณล้อจากเทอร์มิสเตอร์กับค่าอุณหภูมิ 89 |
| ค.2 | กราฟความสัมพันธ์ระหว่างสัญญาณล้อจากเทอร์โมคัปเปิลกับค่าอุณหภูมิ 101 |

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ

| | | |
|---------------|---|---|
| U | = | Overall heat transfer coefficient (W/m ²) |
| A | = | พื้นที่ (m ²) |
| T | = | Temperature (°C) |
| h | = | Heat transfer coefficient (W/m ² K) |
| r | = | ค่าความต้านทานความร้อนของวัสดุ (m ² K/W) |
| L | = | ความยาวตามแนวการไหล (m) |
| k | = | Thermal conductivity (W/m) |
| h | = | เอนทาลปีจำเพาะ (kJ/kg) |
| D_h | = | Hydraulic diameter |
| \dot{m} | = | Mass flow rate (kg/s) |
| c_p | = | Heat capacity rate (W/°C) |
| ε | = | Heat exchanger effectiveness |
| NTU | = | Number of heat transfer unit |
| V | = | Voltage (V) |
| R | = | Resistance (Ω , ohm) |
| F | = | Correction factor |
| ρ | = | ค่าความหนาแน่น (kg/m ³) |
| v | = | ความเร็วของของไหล (m/s) |
| μ | = | Dynamic viscosity (kg/m·s) |

ตัวห้อย

| | | |
|-----|---|-----------|
| i | = | Inlet |
| o | = | Outlet |
| c | = | Cold side |
| h | = | Hot side |

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ (ต่อ)

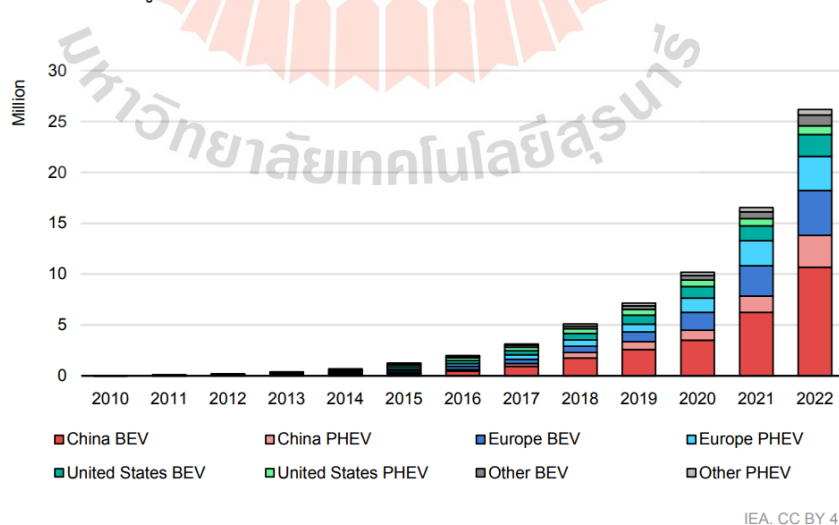
| | | |
|------------|---|---------------------|
| <i>LMD</i> | = | Log Mean Difference |
| <i>max</i> | = | Maximum value |
| <i>min</i> | = | Minimum value |
| <i>w</i> | = | Water side |
| <i>a</i> | = | Air side |
| <i>ex</i> | = | Exchange |
| <i>re</i> | = | Residual |
| <i>pes</i> | = | Pesky |
| <i>amb</i> | = | Ambient |
| <i>ai</i> | = | Air inlet |
| <i>ao</i> | = | Air outlet |
| <i>wi</i> | = | Water inlet |
| <i>wo</i> | = | Water outlet |

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ที่มาและความสำคัญของปัญหาวิจัย

ในช่วงไม่กี่ปีที่ผ่านมาการเติบโตและพัฒนาของยานยนต์ไฟฟ้าเพิ่มขึ้นอย่างมาก ดังในรูปที่ 1.1 จากการรายงานของ International Energy Agency พบว่าในปี พ.ศ. 2565 มีรถยนต์ไฟฟ้าบนท้องถนนทั่วโลกมากกว่า 26 ล้านคัน เพิ่มขึ้น 60% เมื่อเทียบกับปี พ.ศ. 2564 (International Energy Agency, 2023) อันเนื่องมาจากความก้าวหน้าด้านเทคโนโลยีแบตเตอรี่ ที่ความจุต่อน้ำหนักตัวที่เพิ่มขึ้นมากกว่าอดีต และความสามารถในการอัดประจุได้รวดเร็วขึ้น ทำให้ใช้เวลาในการชาร์จที่ลดลงมากกว่าสมัยก่อน อีกทั้งจุดเด่นหลักของยานยนต์ไฟฟ้าคือไม่ปล่อยมลพิษเข้าสู่ชั้นบรรยากาศ ทำให้มีส่วนช่วยในการปรับปรุงคุณภาพอากาศ ลดความเสี่ยงต่อสุขภาพที่จะเกิดขึ้นของประชากรโลก มลภาวะทางเสียงก็เช่นเดียวกัน ยานยนต์ไฟฟ้ามีเสียงที่เงียบกว่ารถเครื่องยนต์สันดาปอย่างชัดเจน ส่งผลให้สภาพแวดล้อมภายในเมืองเงียบและน่าอยู่ นอกจากการปล่อยมลพิษแล้ว โดยภาพรวมยานยนต์ไฟฟ้าใช้พลังงานน้อยกว่าการใช้เครื่องยนต์สันดาป ยิ่งยานยนต์ไฟฟ้าสมัยใหม่มีระบบเบรกแบบรีเจนเนอเรทีฟ ที่นำเอาพลังงานในส่วนนี้ประจุกลับเข้าสู่แบตเตอรี่และยังช่วยลดการสึกหรอของระบบเบรกอีกด้วย แนวโน้มการเปลี่ยนแปลงความนิยมจากรถเครื่องยนต์สันดาปเป็นรถพลังงานไฟฟ้าบ่งบอกถึงความก้าวหน้าไปสู่อนาคตที่ยั่งยืนและเป็นมิตรต่อสิ่งแวดล้อม



IEA. CC BY 4.0.

รูปที่ 1.1 จำนวนยานยนต์ไฟฟ้าในแต่ละภูมิภาคเลือกสำรองในคลังตั้งแต่ปี พ.ศ. 2553-2565

(International Energy Agency, 2023)

ยานยนต์ไฟฟ้าที่เป็นมิตรกับสิ่งแวดล้อมเหล่านี้มีแบตเตอรี่เป็นหัวใจสำคัญ เป็นแหล่งกักเก็บพลังงานให้กับระบบต่าง ๆ ไม่เพียงแต่ต้องการระบบการบริหารจัดการพลังงานแบตเตอรี่ (BMS) ยานยนต์ไฟฟ้ายังต้องการระบบการจัดการความร้อนของแบตเตอรี่ (BTMS) อย่างมีประสิทธิภาพอีกด้วย แบตเตอรี่จะสร้างความร้อนในระหว่างการชาร์จและคายประจุ สภาวะที่มีกระแสไฟฟ้าสูง แรงดันไฟฟ้าสูงหรือต่ำกว่ากำหนด เป็นปัจจัยที่ทำให้เกิด การวิบัติเนื่องจากความร้อน (Thermal Runaway, TR) เมื่ออุณหภูมิภายในแบตเตอรี่สูงถึงจุดที่เกิดปฏิกิริยาการเผาไหม้ทางเคมี จะทำให้เกิดความร้อนเพิ่มเติม จะทำให้อุณหภูมิยิ่งสูงขึ้นอีกเป็นปฏิกิริยาลูกโซ่ทำให้อุณหภูมิสูงเกือบ 400 องศาเซลเซียส และเกิดก๊าซภายในแบตเตอรี่ โดยเริ่มต้นจะเกิดระดับเซลล์แบตเตอรี่เซลล์เดียว แพร่ไปยังเซลล์ข้างเคียงจนส่งผลกระทบต่อแบตเตอรี่ทั้งหมด ในขั้นร้ายแรงจะทำเพลิงไหม้และระเบิดได้ (Dusad et al., 2019) ดังรูปที่ 1.2 แสดงกลไกและปัจจัยที่มีอิทธิพลต่อ TR เพื่อให้มั่นใจถึงความปลอดภัยและอายุการใช้งานของแบตเตอรี่ในยานยนต์ไฟฟ้า ระบบการจัดการความร้อนเป็นสิ่งสำคัญ โดยทั่วไประบบการจัดการความร้อนมีทั้งแบบแอคทีฟและพาสซีฟ ซึ่งเทคนิคการนำเอาน้ำหล่อเย็นมาระบายความร้อน เป็นวิธีการที่แม่นยำและให้ความมั่นใจได้ว่าอุณหภูมิภายในแบตเตอรี่อยู่ในช่วงที่เหมาะสมในแต่ละสภาวะการทำงาน ช่วยในการยืดอายุการใช้งานและรักษาประสิทธิภาพของแบตเตอรี่ แต่ต้องระมัดระวังการรั่วซึมของน้ำหล่อเย็นเข้าสู่ชุดแบตเตอรี่ และในสถานการณ์วิกฤตที่ไม่สามารถควบคุมความร้อนได้ ระบบการจัดการแบตเตอรี่ (BMS) ตรวจสอบความผิดปกติของอุณหภูมิที่เกิดขึ้นเกินเกณฑ์ที่กำหนด จะสั่งงานลดกิจกรรมที่เป็นสาเหตุให้เกิดความร้อน อย่างเช่น ลดอัตราการชาร์จหรือคายประจุเพื่อให้แบตเตอรี่เย็นลง ช่วยลดความเสี่ยงที่จะเกิดความร้อนสูงเกินไป แบตเตอรี่รวมถึงระบบการจัดการเป็นสิ่งสำคัญต่อยานยนต์ไฟฟ้า จะช่วยรับประกันประสิทธิภาพการทำงานของแบตเตอรี่และยังช่วยป้องกันอันตรายที่เกิดจากความร้อน มีความปลอดภัยและความน่าเชื่อถือของผู้บริโภคต่อยานยนต์ไฟฟ้า



รูปที่ 1.2 กลไกการเกิด Thermal Runaway (TR) และปัจจัยที่มีผลกระทบ (Dusad et al., 2019)

บริษัท เชดชัย คอร์ปอเรชั่น จำกัด ผู้ประกอบการผลิตยานยนต์ใช้เพื่อการโดยสาร ซึ่งเป็นผู้ต่อประกอบรถโดยสาร 1 ใน 2 ไร่ใหญ่ในประเทศไทย มีรถทัวร์ให้บริการมากกว่า 1000 คัน มี

ความพร้อมในเทคโนโลยี สามารถผลิตชิ้นส่วนต่าง ๆ ได้เอง ยกเว้นเพียงแค่เครื่องยนต์ และเกียร์ อีกทั้งความสามารถในการต่อประกอบรถโดยสาร จะต้องมียังมีความรู้ คำนึงถึงสามารถของระบบต่าง ๆ ที่จะนำมาประกอบเป็นรถโดยสาร ให้ทำงานร่วมกันได้อย่างมีประสิทธิภาพ มีความปลอดภัย บริษัทมีการสำรองอะไหล่ให้พร้อมสำหรับการแก้ไข ซ่อมแซม รถโดยสารที่มีปัญหาเกิดความเสียหายให้กลับมาใช้งานได้อย่างรวดเร็วที่สุด เนื่องด้วยการมาถึงของยานยนต์ไฟฟ้า บริษัท เชิดชัย มีเป้าหมายที่จะเป็นผู้นำในการต่อประกอบรถโดยสารไฟฟ้า แต่ในยุคช่วงเปลี่ยนผ่านจากเครื่องยนต์สันดาปเป็นเครื่องยนต์พลังงานไฟฟ้า ยังคงมีชิ้นส่วนและอะไหล่ของรถโดยสารเครื่องยนต์สันดาปที่ได้สำรองคงคลังอยู่นั้น ทางบริษัทจึงมีแนวความคิดที่จะนำอะไหล่หรืออุปกรณ์ที่ใช้ในเครื่องยนต์สันดาป ที่จะสามารถนำมาประยุกต์ใช้ในรถโดยสารไฟฟ้า โดยเฉพาะอย่างยิ่งระบบระบายความร้อนของเครื่องยนต์ ซึ่งประกอบด้วยหม้อน้ำ ปั๊มน้ำ และพัดลมระบายความร้อน ในรถโดยสารไฟฟ้าก็ต้องการระบบระบายความร้อนเพื่อจะลดความร้อนที่เกิดขึ้นในชุดแบตเตอรี่ และพิสูจน์ความสามารถระบบระบายความร้อนที่นำประยุกต์เอาหม้อน้ำ ปั๊มน้ำ และพัดลมปรับอากาศ ของรถโดยสารเครื่องยนต์สันดาปมาใช้นั้นสามารถควบคุมสั่งงานให้นำพาความร้อนที่ออกจากชุดแบตเตอรี่มาระบายออกสู่ภายนอกได้ตามความต้องการ เพื่อให้แบตเตอรี่มีประสิทธิภาพการทำงาน ยืดอายุการใช้งานและมีความปลอดภัย อีกทั้งยังเป็นการประหยัดต้นทุนในการต่อประกอบรถโดยสารไฟฟ้าได้อีกทางหนึ่ง

งานวิจัยนี้นำเสนอการออกแบบระบบควบคุมและชุดทดสอบการระบายความร้อนที่นำเอาอุปกรณ์การระบายความร้อนที่ใช้ในเครื่องยนต์สันดาปมาประยุกต์ใช้ ซึ่งระบบควบคุมการระบายความร้อนแบบอัตโนมัติด้วยตรรกะคลุมเครือในสั่งการทำงาน เปลี่ยนแปลงความเร็วรอบของพัดลมระบายความร้อน ให้อุณหภูมิชุดแบตเตอรี่รถไฟฟ้าอยู่ในช่วงที่เหมาะสมได้

1.2 วัตถุประสงค์ของการวิจัย

- 1.2.1 ประเมินการแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบระบายความร้อนชุดแบตเตอรี่
- 1.2.2 ออกแบบระบบควบคุมอุณหภูมิแบบ Fuzzy สำหรับระบบระบายความร้อนชุดแบตเตอรี่ด้วยพัดลมไฟฟ้า

1.3 ขอบเขตของการวิจัย

- 1.3.1 ระบบระบายความร้อนชุดแบตเตอรี่แบบน้ำ (liquid cooling system) ด้วยการ ใช้พัดลมไฟฟ้าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 305 มิลลิเมตร จำนวน 3 ตัว เป็นตัวกระตุ้น (actuator)
- 1.3.2 รักษาอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นที่ออกจากชุดระบายความร้อนไม่เกิน 70 องศาเซลเซียส สำหรับชุดแบตเตอรี่

1.3.3 ส่วนประกอบชุดระบายความร้อนเป็นของระบบระบายความร้อนเครื่องยนต์ Cummins ISDe285-30 ที่ถูกใช้งานแล้ว โดยใช้ปั้มน้ำระบายความร้อนของเครื่องยนต์และหม้อน้ำ ขนาด 560 x 700 x 100 มิลลิเมตร

1.3.4 ใช้น้ำเป็นน้ำหล่อเย็นระบบระบายความร้อนชุดแบตเตอรี่

1.4 ระเบียบวิธีวิจัย

1.4.1 ศึกษาการสร้างแบบจำลองระบบระบายความร้อน และจำลองระบบระบายความร้อนด้วยโปรแกรม MATLAB ในส่วนของ Simulink

1.4.2 ออกแบบระบบควบคุมพัลลัมไฟฟ้า แบบ Fuzzy

1.4.3 ประกอบชุดทดลองการระบายความร้อน

1.4.4 ทดลอง เพื่อตรวจสอบระบบการควบคุมอุณหภูมิ และประสิทธิภาพการระบายความร้อนของระบบ

1.4.5 สรุปผลการศึกษาและจัดทำข้อเสนอแนะ

1.4.6 จัดทำเอกสาร และรายงานการวิจัย

1.5 สถานที่ดำเนินงานวิจัย

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี 111 ถนนมหาวิทยาลัย ตำบลสุรนารี อำเภอเมือง จังหวัดนครราชสีมา 30000

1.6 เครื่องมือที่ใช้ในการทำวิจัย

1.6.1 คอมพิวเตอร์ส่วนบุคคล

1.6.2 บอร์ดควบคุม STM32F746ZG

1.6.3 NTC Thermistor

1.6.4 K-type Thermocouple

1.6.5 หม้อน้ำขนาด 560 x 700 x 100 มิลลิเมตร

1.6.6 พัลลัมขนาด 305 มิลลิเมตร

1.6.7 ปั้มน้ำ เครื่องยนต์ Cummins ISDe285-30

1.6.8 มอเตอร์กระแสตรง ขนาด 1,000 วัตต์

1.6.9 ถังน้ำร้อนขนาด 1,200 x 1,300 x 1,500 มิลลิเมตร พร้อมขดลวดความร้อน 9,000

วัตต์

1.7 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

- 1.7.1 สามารถควบคุมอุณหภูมิในการหล่อเย็นชุดแบตเตอรี่ให้ไม่เกิน 70 องศาเซลเซียส
- 1.7.2 ลดต้นทุนในการประกอบรถบัลไฟฟ้า ที่จะต้องนำเข้าสู่ระบบระบายความร้อนจากต่างประเทศ



บทที่ 2

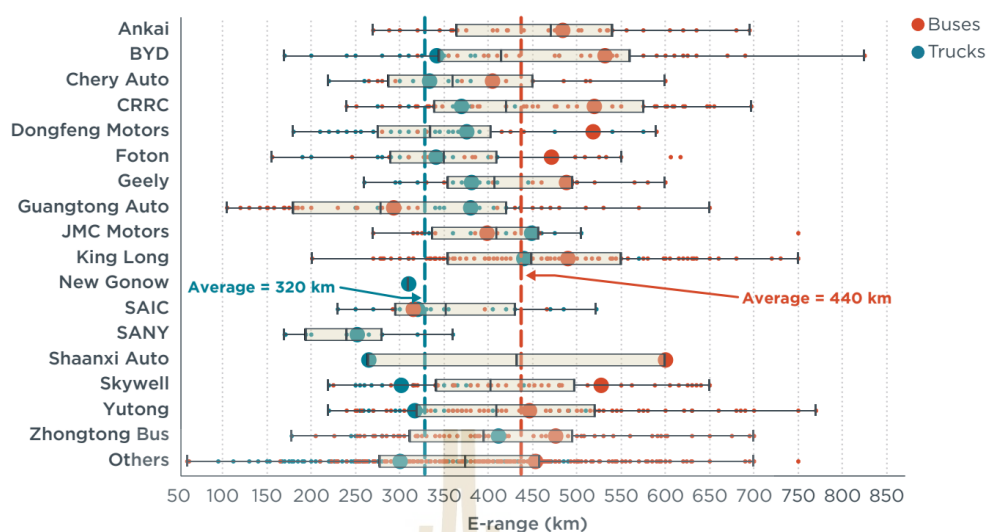
ปรัทัศน์วรรณกรรมและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

2.1 แบตเตอรี่

การพัฒนายานยนต์ไฟฟ้าทำให้เกิดการเปลี่ยนแปลงอุตสาหกรรมยานยนต์เป็นอย่างมาก เนื่องด้วยยานยนต์ไฟฟ้าเป็นมิตรต่อสิ่งแวดล้อมมากกว่ารถที่ใช้เครื่องยนต์สันดาป ซึ่งหัวใจสำคัญของยานยนต์ไฟฟ้าอยู่ที่แบตเตอรี่ ไม่เพียงแต่ส่งพลังงานไฟฟ้าให้กับมอเตอร์ในการขับเคลื่อนรถไฟฟ้านั้น แต่ยังเป็นสิ่งที่บ่งบอกถึงสมรรถนะ ระยะทางสูงสุดที่สามารถใช้งานได้ และความสามารถโดยรวมของรถเหล่านี้ด้วย

2.1.1 แบตเตอรี่ในยานยนต์ไฟฟ้าใช้ที่ใช้งานหนัก

การพัฒนายานยนต์ไฟฟ้าของประเทศไทยไม่ได้ขึ้นอยู่กับแค่รถยนต์นั่งส่วนบุคคลเท่านั้น แต่ยังมีพัฒนาไปถึงยานพาหนะไฟฟ้าสำหรับใช้งานหนัก รวมไปถึงรถโดยสารขนส่งมวลชนด้วย ในช่วงไม่กี่ปีที่ผ่านมาจีนกลายเป็นผู้นำในการพัฒนาเทคโนโลยีการผลิตรถโดยสารไฟฟ้าสำหรับนำไปใช้เพื่อการขนส่งสาธารณะ ผู้ผลิตรายานยนต์ไฟฟ้าในประเทศจีนได้เปิดตัวรถโดยสารไฟฟ้าหลายประเภท ยกตัวอย่างเช่น BYD K12 และ Yutong E12 ซึ่งได้รับความนิยมเป็นอย่างมากทั้งในประเทศและต่างประเทศ เห็นได้จากการรายงาน ในปี พ.ศ.2565 จีนมียอดขายรถโดยสารไฟฟ้าที่ผลิตขึ้นใหม่ 54,000 คัน และรถบรรทุกขนาดกลางถึงหนักที่เป็นพลังงานไฟฟ้าประมาณ 52,000 คัน ในประเทศจีนและคิดเป็นสัดส่วนยอดขายส่วนใหญ่ทั่วโลก (International Energy Agency, 2023) ประเทศจีนยังเป็นผู้ผลิตแบตเตอรี่อีกด้วย สังเกตได้จากอุตสาหกรรมรถโดยสารและรถบรรทุกไฟฟ้าในยุโรปเลือกใช้แบตเตอรี่ลิเทียมเหล็กฟอสเฟต (Lithium Iron Phosphate, LFP) ซึ่งบริษัท CATL ของประเทศจีนเป็นผู้ผลิต และถูกใช้ในรถบรรทุกหนักมากกว่า 95% เนื่องจากความทนทานและต้นทุนต่ำ แต่มีอายุการใช้งานที่ยาวนาน จึงนิยมนำมาใช้ในยานยนต์ไฟฟ้าเชิงพาณิชย์ ความจุแบตเตอรี่ของรถโดยสารไฟฟ้าโดยส่วนมากมีอัตราเพิ่มขึ้นตั้งแต่ปี พ.ศ. 2562 ถึงปี พ.ศ. 2565 แสดงในตารางที่ 2.1 ซึ่งจะมีความสัมพันธ์กับระยะทางที่ได้ระบุไว้ ระยะทางเฉลี่ยของรถบรรทุกไฟฟ้าที่ผลิตในประเทศจีนอยู่ที่ 300 กิโลเมตร ในขณะที่รถโดยสารไฟฟ้าอยู่ที่ 400 กิโลเมตร รูปที่ 2.1 ด้วยระยะทางที่ยานยนต์ไฟฟ้าเหล่านี้สามารถทำได้เพียงพอที่จะนำมาใช้สำหรับระบบขนส่งสาธารณะทั้งในเมืองและระหว่างเมืองได้ อย่างไรก็ตามการใช้งานจริงของยานยนต์ไฟฟ้าเหล่านี้ขึ้นอยู่กับปัจจัยหลายประการ เช่น น้ำหนักตัวรถ ความเร็วรอบการทำงาน อากาศพลศาสตร์ของตัวรถ รวมถึงสภาพแวดล้อมอีกด้วย



รูปที่ 2.1 ระยะทางเฉลี่ยของรถบัสและรถบรรทุกไฟฟ้าที่กำหนดในประเทศไทย (Mao et al., 2023)

ตารางที่ 2.1 ความจุแบตเตอรี่เฉลี่ยในรถบรรทุกไฟฟ้าขนาดกลางถึงขนาดหนัก (International Energy Agency, 2023)

| Vehicle Category | Average Battery Capacity (kWh) | | | | Change 2019- 2022 |
|----------------------|--------------------------------|------|------|------|-------------------|
| | 2019 | 2020 | 2021 | 2022 | |
| Transit bus | 264 | 322 | 225 | 345 | 31% |
| School bus | 155 | 141 | 207 | 137 | -12% |
| Shuttle bus | 104 | 119 | 120 | 150 | 45% |
| Coach | 316 | 347 | 233 | 266 | -16% |
| Cargo van | 69 | 90 | 57 | 60 | -13% |
| Medium-duty step van | -- | 134 | 155 | 163 | 22% |
| Medium-duty truck | 124 | 139 | 99 | 92 | -26% |
| Heavy-duty truck | 293 | 232 | 372 | 311 | 6% |
| Yard tractor | 150 | 184 | 160 | 197 | 31% |

2.1.2 แบตเตอรี่ลิเทียมไอออน

แบตเตอรี่เป็นแหล่งพลังงานไฟฟ้า ที่เกิดจากการเปลี่ยนแปลงปฏิกิริยาทางเคมี มีความจำเป็นต่อเครื่องใช้ไฟฟ้าต่าง ๆ รวมถึงยานยนต์ไฟฟ้าอีกด้วย แบตเตอรี่ลิเทียมไอออน (lithium-ion battery, LIB) มีลักษณะและส่วนประกอบต่าง ๆ คล้ายกับแบตเตอรี่ประเภทอื่น ๆ ประกอบด้วย

ขั้วแอโนด ขั้วแคโทด อิเล็กโทรไลต์ โดยขั้วแอโนดและแคโทดจะทำด้วยวัสดุที่สามารถกักเก็บลิเทียมได้ ขณะที่อิเล็กโทรไลต์จะทำหน้าที่นำพาลิเทียมไอออนไปมาระหว่างแอโนดและแคโทด ทำให้เกิดประจุไฟฟ้าไหลผ่านอุปกรณ์ ซึ่งแบตเตอรี่ลิเทียมไอออน เป็นเซลล์แบตเตอรี่แบบทุติยภูมิ ที่สามารถประจุไฟฟ้ากลับเข้าสู่แบตเตอรี่ได้ เรียกว่า ชาร์จ จะส่งอิเล็กตรอนจากวงจรไฟฟ้าภายนอกเข้าสู่ขั้วไฟฟ้าลบ ไอออนบวก-ลบจะถูกส่งเข้าสู่อิเล็กโทรไลต์ ตรงข้ามกับกระบวนการคายประจุ หรือเรียกว่า ดิสชาร์จ ซึ่งภายในเซลล์แบตเตอรี่เกิดปฏิกิริยาทางเคมีเปลี่ยนเป็นพลังงานไฟฟ้าไหลสู่วงจรไฟฟ้าภายนอก แบตเตอรี่ลิเทียมไอออน เป็นแบตเตอรี่ที่ถูกใช้กันอย่างแพร่หลายในอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ เช่น โทรศัพท์มือถือ คอมพิวเตอร์แล็ปท็อป รวมถึงยานยนต์ไฟฟ้า มีข้อได้เปรียบกว่าแบตเตอรี่แบบประจุไฟฟ้าได้อื่น ๆ ดังนี้ (Chavan et al., 2023)

- 1) High Energy Density: LIB สามารถกักเก็บพลังงานได้มากกว่าเมื่อเทียบกับขนาดของชุดแบตเตอรี่
- 2) Low Self-Discharge Rate: LIB มีอัตราการสูญเสียพลังงานน้อยที่สุดเมื่อไม่ใช้งาน สำหรับยานยนต์ไฟฟ้าจุดนี้ก็เป็นที่น่าสนใจ เนื่องจาก EV ใช้เวลาในการชาร์จเป็นเวลานาน
- 3) Long Cycle Life: LIB มีวงจรชีวิตยาวนาน สามารถชาร์จและคายประจุได้หลายครั้ง
- 4) Lightweight: LIB มีน้ำหนักเบากว่าแบตเตอรี่ชาร์จได้ประเภทอื่น มีความสำคัญต่อยานยนต์ไฟฟ้า เนื่องจากการลดน้ำหนักจะช่วยเพิ่มประสิทธิภาพและระยะทางได้
- 5) Low Maintenance: LIB ต้องการการบำรุงรักษาเล็กน้อย ไม่ต้องใช้อุปกรณ์พิเศษในการประจุไฟฟ้าใหม่

คุณสมบัติเหล่านี้ทำให้ลิเทียมไอออนแบตเตอรี่เป็นตัวเลือกหลักในการนำแบตเตอรี่ชนิดนี้มาใช้กับอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์และยานยนต์ไฟฟ้า

2.1.2.1 แบตเตอรี่ลิเทียมฟอสเฟต (Lithium Iron Phosphate: LFP)

แบตเตอรี่ลิเทียมไอออนฟอสเฟต (LiFePO₄) แคโทด (ขั้วบวก) ทำจากลิเทียมเหล็กฟอสเฟต (LiFePO₄) ในขณะที่แอโนด (ขั้วลบ) เป็นกราไฟต์ มีความเสถียรทางเคมี ช่วงอุณหภูมิที่ก่อให้เกิดการวิบัติเนื่องจากความร้อนสูงกว่าแบตเตอรี่ลิเทียมชนิดอื่น กล่าวคือโอกาสที่เกิดความร้อนมากเกินไปมีน้อยกว่า แบตเตอรี่ลิเทียมฟอสเฟตมีอายุการใช้งานยาวนาน แรงดันไฟฟ้าปกติของ LiFePO₄ เซลล์เดี่ยวโดยทั่วไปจะอยู่ที่ประมาณ 3.2 ถึง 3.3 โวลต์ ซึ่งต่ำกว่าลิเทียมไอออนอื่น ๆ แต่มีความสมดุลระหว่างความหนาแน่นและความปลอดภัย แรงดันไฟฟ้าค่อนข้างคงที่ตลอดการคายประจุ สามารถชาร์จด้วยเครื่องชาร์จแบตเตอรี่ลิเทียมไอออนมาตรฐานได้ ทำให้แบตเตอรี่ชนิดนี้เป็นตัวเลือกในการใช้งานใน ยานพาหนะไฟฟ้า ระบบจัดเก็บพลังงานแสงอาทิตย์ เครื่องสำรองไฟ (UPS) และอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์แบบพกพา แต่จะมีข้อจำกัดในการใช้งานที่อุณหภูมิต่ำ และมีค่าพลังงานจำเพาะไม่สูง จึงไม่เหมาะสำหรับงานที่ใช้การกระชากของกระแสไฟฟ้าสูง

2.1.2.2 แบตเตอรี่ลิเทียมนิเคิลแมงกานีสโคบอลต์ออกไซด์ (Lithium Nickel Manganese Cobalt Oxide: NMC)

แบตเตอรี่ลิเทียมนิเคิลแมงกานีสโคบอลต์ออกไซด์ (NMC) มีการเพิ่มนิเกิลแมงกานีส และโคบอลต์ ซึ่งมีความจุความร้อนจำเพาะสูงเข้าไปยังแคโทด ทำให้แบตเตอรี่ NMC มีค่าพลังงานจำเพาะสูงขึ้น ทำให้แรงดันไฟฟ้าของแบตเตอรี่ในแต่ละเซลล์สูงถึงประมาณ 4 โวลต์ แบตเตอรี่มีวงจรชีวิตที่ดีที่สามารถผ่านการชาร์จและการคายประจุได้หลายรอบก่อนจะเสื่อมสภาพอย่างเห็นได้ชัด ซึ่งจะมีความเสถียรและมีประสิทธิภาพเมื่อใช้งานร่วมกับการจัดการแบตเตอรี่ (Battery Management System: BMS) อย่างเหมาะสม มีการวิจัยพัฒนาเพื่อปรับปรุงประสิทธิภาพความปลอดภัย และความคุ้มค่าของ NMC ให้ตอบโจทยความต้องการของอุตสาหกรรมยานยนต์ไฟฟ้า ให้มีค่าพลังงาน สามารถทนกระแสไฟฟ้าได้สูง มีเสถียรภาพสามารถทนต่ออุณหภูมิ ในการนำมาใช้สำหรับรถยนต์ไฟฟ้า และรถยนต์ไฮบริด ที่ต้องการแบตเตอรี่ที่สามารถจ่ายกระแสไฟฟ้าได้มาก ระยะเวลาในการชาร์จได้เร็ว และมีความปลอดภัย

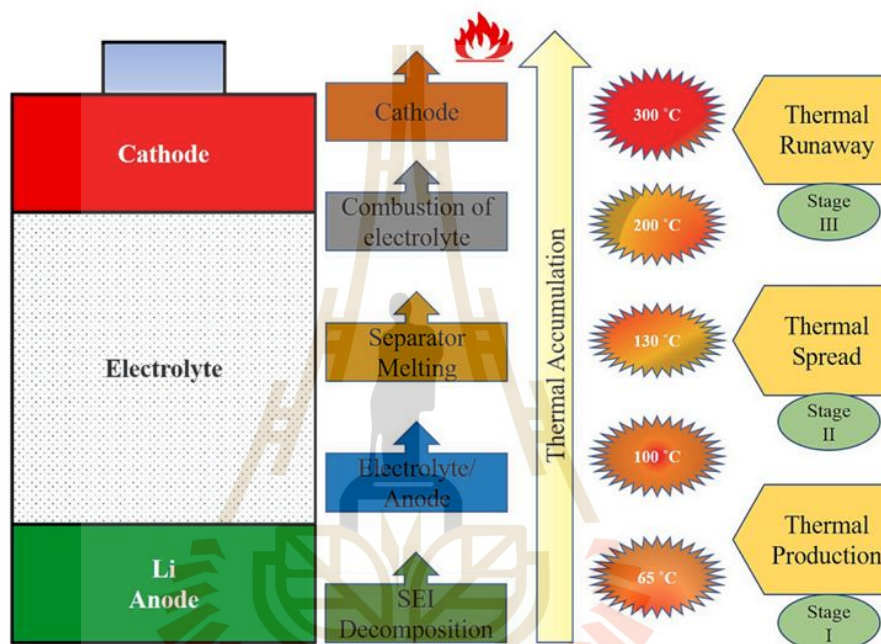
2.1.3 พฤติกรรมทางความร้อนของแบตเตอรี่ลิเทียมไอออน

พฤติกรรมทางความร้อนของแบตเตอรี่ในยานยนต์ไฟฟ้า เป็นสิ่งสำคัญในการบ่งบอกประสิทธิภาพและความปลอดภัยของตัวรถ ในแบตเตอรี่ขนาดใหญ่เกิดความร้อนและสะสมความร้อน เป็นสิ่งที่ช่วยเร่งปฏิกิริยาเคมี หากไม่สามารถระบายความร้อนได้อุณหภูมิที่สูงขึ้นจะทำให้เกิดควันอย่างร้ายแรงที่สุดถึงขั้นเกิดการระเบิดได้ อุณหภูมิที่เกิดขึ้นแตกต่างกันอย่างมากในระหว่างการทำงานที่สภาวะต่างกัน อุณหภูมิความร้อนสูงสุดมักขึ้นระหว่างการชาร์จ โดยเฉพาะอย่างยิ่งการชาร์จที่รวดเร็ว ในทำนองเดียวกันภายใต้ความต้องการกำลังขับที่มากขึ้น แบตเตอรี่ก็เกิดความร้อนเนื่องจากจ่ายกระแสให้กับมอเตอร์ขับเคลื่อนในปริมาณมาก แบตเตอรี่ลิเทียมไอออนที่อุณหภูมิสูงกว่า 50 องศาเซลเซียส จะส่งผลกระทบต่อคุณลักษณะการชาร์จและการคายประจุ รวมถึงการอายุการใช้งาน จึงต้องจำกัดอุณหภูมิอยู่ในช่วง 50 ถึง 60 องศาเซลเซียสเพื่อรักษาการทำงานให้ปลอดภัย แต่อุณหภูมิที่เหมาะสมในการป้องกันการเสื่อมสภาพและเกิดประสิทธิภาพสูงสุดอยู่ในช่วง 20 ถึง 40 องศาเซลเซียส (An et al., 2017) หากปล่อยให้ความร้อนสะสมในแบตเตอรี่เป็นปริมาณมาก จะทำให้เกิดการวิบัติเนื่องจากความร้อน

2.1.4 การวิบัติของแบตเตอรี่เนื่องจากความร้อน

ความร้อนในแบตเตอรี่ยานยนต์ไฟฟ้ามีผลต่อการทำงาน อายุการใช้งานและความปลอดภัย เมื่อมีสถานการณ์ที่ให้อุณหภูมิภายในแบตเตอรี่เพิ่มขึ้นจนไม่สามารถควบคุมได้ จะทำให้เกิดการวิบัติของแบตเตอรี่เนื่องจากความร้อน (Thermal Runaway, TR) โดยสาเหตุหลัก ๆ เกิดขึ้นได้จากความผิดพลาดทางกล (การชน, ความเสียหายทางกายภาพ) ทางไฟฟ้า (การลัดวงจรภายในแบตเตอรี่, การชาร์จไฟเกินหรือจ่ายไฟเกิน) และสุดท้ายความร้อน ซึ่งอาจจะมีผลมาจากทางกลและ

ไฟฟ้าร่วมด้วย รูปที่ 2.2 ที่อุณหภูมิ 80 องศาเซลเซียสเริ่มเกิดการสลายตัวของ Solid Electrolyte Interphase (SEI) และที่ 100-120 องศาเซลเซียส จะเริ่มแตกตัวของอิเล็กโทรไลต์และทำให้เกิดก๊าซติดไฟ เช่น H_2 , CH_4 , C_4H_6 และ C_2H_4 ท้ายที่สุดหากตัวคั่นฟังก์ชันไฟฟ้าจะลัดวงจรภายในแบตเตอรี่และปล่อยพลังงานที่เก็บไว้ ทำให้เกิดความร้อนและก๊าซเพิ่มขึ้น เมื่ออุณหภูมิในแบตเตอรี่เพิ่มขึ้นถึงจุดที่ทำให้เกิดปฏิกิริยาทางเคมีจะยิ่งทำให้เกิดความร้อนมากขึ้นเป็นปฏิกิริยาลูกโซ่ อุณหภูมิที่สูงมากถึง 400 องศาเซลเซียส อาจจะนำไปสู่การระเบิดได้



รูปที่ 2.2 ลำดับการเกิดการวิบัติเนื่องจากความร้อนของเซลล์ $LiCoO_2$ /graphite (Chavan et al., 2023)

การวิบัติเนื่องจากความร้อนสามารถป้องกันได้ด้วยการจัดการความร้อนที่เกิดขึ้นให้สามารถควบคุมอุณหภูมิของแบตเตอรี่ไม่เกินค่าที่กำหนด ตามกรอบความปลอดภัยในการใช้งานแบตเตอรี่ลิเทียมไอออน (Lithium-ion battery safety operating window) ให้แรงดันไฟฟ้าอยู่ในช่วง 2.5 – 4.2 โวลต์ ชีตจำกัดอุณหภูมิในการใช้งานแบตเตอรี่ในช่วงสภาวะการคายประจุและการอัดประจุ ให้อุณหภูมิโดยประมาณไม่เกิน $55\text{ }^{\circ}\text{C}$ รวมถึงสถานการณ์ชาร์จ (State of Charge: SOC) เพื่อป้องกันไม่ให้เกิดการอัดประจุไฟเกิน (Over charge) หรือการจ่ายกระแสเกินกำหนด (Over discharge) เป็นสิ่งสำคัญในการรับรองประสิทธิภาพและความน่าเชื่อถือในการใช้งานอย่างปลอดภัย ควบคุมการใช้งานแบตเตอรี่ด้วยระบบการจัดการแบตเตอรี่ (Battery Management System: BMS)

ร่วมกับการจัดการความร้อนในแบตเตอรี่ (Battery Thermal Management System BTMS) และชุดระบายความร้อน ก็จะสามารถจัดการกับความเสี่ยงจากความร้อนที่เกิดขึ้น เพื่อความมั่นใจในการใช้ยานยนต์ไฟฟ้าอย่างปลอดภัย

2.2 ระบบระบายความร้อนแบตเตอรี่ในยานยนต์ไฟฟ้า

ระบบระบายความร้อนภายในยานยนต์ไฟฟ้ามีความสำคัญอย่างมาก โดยเฉพาะอย่างยิ่งการระบายความร้อนให้กับแบตเตอรี่ ที่เป็นแหล่งพลังงานสำคัญให้กับระบบต่าง ๆ เมื่อแบตเตอรี่เกิดการคายประจุอย่างรวดเร็วทำให้มีความร้อนเกิดขึ้น ความร้อนนี้ส่งผลเสียต่อประสิทธิภาพของแบตเตอรี่อายุการใช้งานและความปลอดภัย

2.2.1 ประเภทระบบระบายความร้อนแบตเตอรี่

ระบบระบายความร้อนแบตเตอรี่ยานยนต์ไฟฟ้า มีหลายประเภทโดยที่แต่ละประเภทมีข้อดีและข้อจำกัดแตกต่างกันออกไป

2.2.1.1 ระบบระบายความร้อนด้วยอากาศ (Air cooling)

การระบายความร้อนด้วยอากาศเป็นวิธีที่เรียบง่ายและใช้กันอย่างแพร่หลาย จะใช้พัดลมและการไหลเวียนของอากาศเพื่อกระจายความร้อนที่เกิดขึ้นระหว่างการชาร์จและการคายประจุแบตเตอรี่ มีความเรียบง่าย ค่อนข้าง และมีน้ำหนักเบา ความเสี่ยงในการบำรุงรักษาน้อยเนื่องจากไม่มีของเหลวในระบบ ประสิทธิภาพในการจัดการความร้อนไม่เพียงพอสำหรับยานยนต์ไฟฟ้าขนาดใหญ่

2.2.1.2 ระบบระบายความร้อนด้วยของเหลว (Liquid cooling)

ระบบระบายความร้อนด้วยของเหลวจะใช้สารหล่อเย็น เช่น น้ำหรือไกลคอล หมุนเวียนรอบชุดแบตเตอรี่ เป็นระบบปิดจะดูดซับและถ่ายเทความร้อนได้ดี ช่วยยืดอายุการใช้งานและรักษาประสิทธิภาพการทำงานของแบตเตอรี่ เหมาะสมกับยานยนต์ไฟฟ้าสมรรถนะสูง และชุดแบตเตอรี่ขนาดใหญ่ แต่จะมีความซับซ้อนของระบบ มีน้ำหนักและราคาที่สูงกว่าระบบระบายความร้อนด้วยอากาศ

2.2.1.3 การระบายความร้อนด้วยการเปลี่ยนเฟสของวัสดุ (Phase-Change Material, PCM)

เป็นแนวทางการระบายความร้อนโดยใช้วัสดุที่สามารถเปลี่ยนเฟส (เช่น ของเหลวเป็นของแข็ง) ในขณะที่ดูดซับความร้อน ระบบระบายความร้อนในลักษณะนี้มีความเสถียรสามารถจัดการความร้อนได้อย่างมีประสิทธิภาพ อย่างไรก็ตามการนำไปใช้มีความซับซ้อนและค่าใช้จ่ายสูง เนื่องจากจำเป็นต้องใช้วัสดุที่สามารถเปลี่ยนเฟสได้

2.2.1.4 ระบบระบายความร้อนแบบไฮบริด (Hybrid Cooling)

ระบบระบายความร้อนแบบไฮบริด ถูกออกแบบเพื่อแก้ปัญหาทางความร้อนให้มีความสมดุล โดยการรวมวิธีการระบายความร้อนหลายวิธีเข้าด้วยกัน เพื่อประสิทธิภาพและประสิทธิผลในการแลกเปลี่ยนความร้อน ใช้การระบายความร้อนด้วยอากาศในสภาวะการทำงานปกติ และเปลี่ยนไปใช้การระบายความร้อนด้วยของเหลวในสถานการณ์ที่ก่อให้เกิดความร้อนสูงหรือสภาวะรุนแรง ความยืดหยุ่นของระบบระบายความร้อนลักษณะนี้ทำให้เหมาะสำหรับนำไปใช้ในยานยนต์ไฟฟ้าประเภทต่าง ๆ แต่ก็มีความซับซ้อนของระบบเนื่องจากการผสมผสานของเทคโนโลยี

ในสภาวะการขับเคลื่อนด้วยไฟฟ้าจะเกิดการเปลี่ยนแปลงตลอดเวลาของรถบัสโดยสารไฟฟ้าที่ลักษณะตัวถังและชุดแบตเตอรี่มีขนาดใหญ่ จึงต้องการระบบการจัดการความร้อนที่มีประสิทธิภาพและคุ้มค่า เมื่อเทียบความสามารถในการจัดการความร้อนได้ อย่างระบบระบายความร้อนด้วยของเหลว

2.2.2 ส่วนประกอบของระบบระบายความร้อนแบตเตอรี่ด้วยของเหลว

2.2.2.1 หม้อน้ำ (Radiator)

อุปกรณ์ที่นิยมใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนในรถยนต์ เรียกว่า หม้อน้ำ (Radiator) เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยใช้ของไหล 2 ชนิดมาผ่านกัน เพื่อให้เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งปกติแล้วอากาศถูกใช้เพื่อพาความร้อนออกจากสารหล่อเย็น จะถูกกระตุ้นด้วยพัดลมเพื่อเพิ่มความสามารถในการกระจายความร้อน

2.2.2.2 พัดลมไฟฟ้า (Electric fans)

พัดลมไฟฟ้าเป็นอุปกรณ์ที่สามารถช่วยเพิ่มประสิทธิภาพการระบายความร้อน ได้ด้วยการเพิ่มอัตราการไหลของอากาศเข้าสู่บริเวณที่เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อน (Radiator) ระบบจัดการการระบายความร้อนจะสั่งการทำงานของพัดลมด้วยไฟฟ้า ทำให้ระบบระบายความร้อนมีความยืดหยุ่นในการควบคุมทุกช่วงอุณหภูมิ

2.2.2.3 ปั๊ม (Pump)

ปั๊มน้ำไฟฟ้า มีหน้าที่หมุนเวียนน้ำหล่อเย็นไปทั่วทั้งระบบระบายความร้อน และการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างแหล่งความร้อน (Battery pack) กับน้ำหล่อเย็น จะเกิดขึ้นเมื่อมีการไหลของน้ำหล่อเย็นอยู่ตลอดเวลา トラバドที่ปั๊มสามารถทำงานได้อย่างต่อเนื่อง ก็จะได้รับประกันการรักษาอุณหภูมิให้อยู่ในช่วงที่ต้องการได้

2.2.2.4 สารหล่อเย็น (Coolant)

สารหล่อเย็นเป็นตัวกลางในการพาความร้อน จะไหลเวียนในระบบเพื่อดูดซับความร้อนจากส่วนประกอบต่าง ๆ คุณสมบัติของสารหล่อเย็นจะต้องมีความจุความร้อนและค่าการ

นำความร้อนสูง เพื่อกระจายความร้อนได้อย่างมีประสิทธิภาพ โดยทั่วไปสารหล่อเย็นถูกใช้ในอุตสาหกรรมยานยนต์ คือ สารผสมเอทิลีนไกลคอล และน้ำ

2.2.3 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger)

การระบายความร้อนของหม้อน้ำ (Radiator) ในรถยนต์ อาศัยการแลกเปลี่ยนความร้อนของของไหล 2 ชนิดที่มีอุณหภูมิต่างกัน ซึ่งการระบายความร้อนของหม้อน้ำนี้ใช้ทฤษฎีของการถ่ายเทความร้อน เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบ่งตามลักษณะการไหลของของไหลได้ 3 ประเภท

- 1) การไหลทางเดียวกัน (parallel flow)
- 2) การไหลสวนทางกัน (counter flow)
- 3) การไหลตั้งฉากกัน (cross flow)

ซึ่งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่นิยมใช้ในอุตสาหกรรมยานยนต์เป็นแบบ ไหลตั้งฉากกัน (cross flow) โดยของไหลที่เป็นน้ำหล่อเย็นจะไหลภายในท่อ และมีอากาศไหลผ่านในแนวตั้งฉาก หรือเรียกอีกอย่างว่า tube and fin heat exchanger

2.2.3.1 ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม The overall heat transfer coefficient: U ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)

ความสัมพันธ์ระหว่างค่าความร้อน และสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนแสดงได้ดังสมการ

$$\dot{Q} = U \bar{A} \Delta T \quad (2.1)$$

ΔT : temperature difference หรือ Log Mean Temperature difference

U : overall heat transfer coefficient ($w/m^2 \cdot ^\circ C$)

\bar{A} : heat transfer area (m^2)

สมการค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมหาได้โดย

$$U = \frac{1}{A} \left[\frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2\pi L k} + \frac{1}{h_o A_o} \right] \quad (2.2)$$

จากสมการจะสามารถหาค่า U ได้เมื่อทราบพื้นที่ A และค่าความต้านทานความร้อนของวัสดุ r ได้จากตัวเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ในส่วนของค่า k ค่าคุณสมบัติการนำความร้อนของวัสดุได้จากตาราง

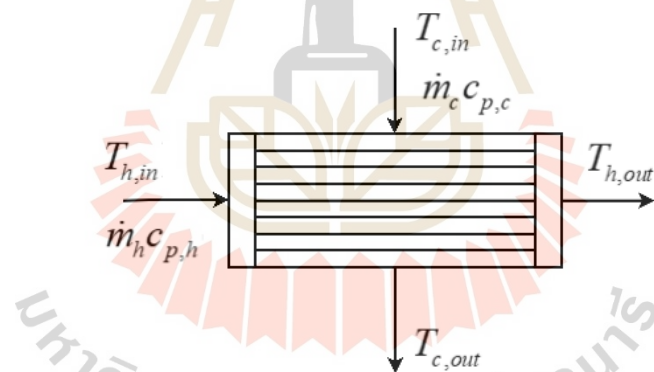
คุณสมบัติเทอร์มิไดนามิกส์ แต่ค่าแอนทาปีทางความร้อน h จะขึ้นอยู่กับรูปแบบการไหลของของไหล ทั้งภายในและภายนอก โดยหาได้จากความสัมพันธ์

$$Nu = \frac{hD}{k} = c Re^a Pr^b \quad (2.3)$$

แสดงความสัมพันธ์ของ Nusselt number, Reynold number, และ Prandtl number ที่ จะแตกต่างกันเนื่องจากการไหลแบบ turbulent หรือ laminar flow ซึ่งจะสามารถกำหนดค่าคงที่ของ a , b และ c จึงสามารถนำมาหา overall heat transfer coefficient ได้

2.2.3.2 การวิเคราะห์การแลกเปลี่ยนความร้อน

สามารถหาอัตราการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นระหว่างของไหลร้อนและเย็น เมื่อทราบอัตราการไหลเชิงมวลของของไหล และความแตกต่างของอุณหภูมิ วิเคราะห์อัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนโดยใช้กฎข้อที่หนึ่งของเทอร์มิไดนามิกส์ การอนุรักษ์พลังงานได้ว่า อัตราการถ่ายเทความร้อนจากของไหลร้อน เท่ากับอัตราการถ่ายเทความร้อนของของไหลเย็นดังสมการ



รูปที่ 2.3 การแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ cross flow

การถ่ายเทความร้อนที่ของไหลร้อนปล่อยออก (Heat power emitted)

$$\dot{Q}_h = \dot{m}_h c_{p,h} (T_{h,out} - T_{h,in}) \quad (2.4)$$

การถ่ายเทความร้อนที่ของไหลเย็นได้รับ (Heat power absorbed)

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c c_{p,c} (T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (2.5)$$

จากทฤษฎีข้างต้นค่าการถ่ายเทความร้อนของของไหลทั้ง 2 สมควรจะมีค่าเท่ากันหรือไม่เกิดความสูญเสียความร้อน แต่ในทางหลักความเป็นจริงจะมีการสูญเสียเกิดขึ้น

$$\dot{Q}_{lost} = \dot{Q}_h - \dot{Q}_c \quad (2.6)$$

ประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อน คือ ค่าเปอร์เซ็นต์ความสามารถที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสามารถดึงความร้อนของจากของไหลร้อน สามารถหาได้จาก

$$Efficiency(\eta) = \frac{\dot{Q}_c}{\dot{Q}_h} \times 100\% \quad (2.7)$$

2.2.3.3 The Log mean temperature difference method (LMTD)

อุณหภูมิของไหลทั้ง 2 ชนิดภายในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจะมีค่าเปลี่ยนแปลงไปตามเส้นทางการไหลภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ความร้อนถ่ายเทจากของไหลร้อนไปสู่ของไหลที่เย็นกว่า แสดงออกถึงค่าความแตกต่างของอุณหภูมิโดยรวมในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน และอัตราการถ่ายเทความร้อนรวมหาได้ด้วยการอินทิเกรต อัตราการถ่ายเทความร้อนที่ไหลผ่านพื้นที่ dA จนทั่วพื้นที่ A ที่ใช้ในการถ่ายเทความร้อนตลอดความยาวของเครื่องแลกเปลี่ยน

$$\dot{Q} = U \bar{A} \Delta T_{LMD} \quad (2.8)$$

The Log mean temperature difference

$$\Delta T_{LMD} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} \quad (2.9)$$

ในการคำนวณหาอัตราการถ่ายเทความร้อนโดยใช้วิธีนี้จะต้องทราบอุณหภูมิทุกค่า เพื่อที่จะสามารถหา The Log mean temperature difference ได้

2.2.3.4 The Effectiveness-NUT method

เป็นวิธีที่นำค่าประสิทธิผลการแลกเปลี่ยนความร้อนมาวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนที่ให้ด้วยปริมาณความร้อน ด้วยการเปรียบเทียบประสิทธิผลการแลกเปลี่ยนความร้อนของ

แต่ละเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ในการเลือกใช้ให้เหมาะสมตรงตามวัตถุประสงค์ที่ต้องการระบายความร้อน

$$Effectiveness(\varepsilon) = \frac{\dot{Q}_{actual}}{\dot{Q}_{max}} \quad (2.10)$$

$$\dot{Q}_{actual} = C_c(T_{c,out} - T_{c,in}) = C_h(T_{h,in} - T_{h,out}) \quad (2.11)$$

โดยที่ heat transfer rate (C)

$$C_c = \dot{m}_c c_{p,c} \quad (2.12)$$

$$C_h = \dot{m}_h c_{p,h} \quad (2.13)$$

จะพิจารณา heat transfer rate (C) ระหว่าง C_c , C_h ที่มีค่าน้อยกว่าในการคำนวณหาค่าการถ่ายเทความร้อนสูงสุด และค่าความต่างของอุณหภูมิที่เป็นไปได้มากที่สุดที่จะสามารถเกิดขึ้นได้ มีค่าเท่ากับ $\Delta T_{max} = (T_{h,in} - T_{c,in})$ ดังนั้น การถ่ายเทความร้อนมากที่สุดมีค่าดังสมการ

$$\dot{Q}_{max} = C_{min} (T_{h,in} - T_{c,in}) \quad (2.14)$$

และ NTU คือหน่วยของการถ่ายเทความร้อน

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} = \frac{UA}{(\dot{m}c_p)_{min}} \quad (2.15)$$

Key และ London ได้ให้ความสัมพันธ์ของ ประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อน กับหน่วยการแลกเปลี่ยน และอัตราส่วนความจุความร้อน $c = C_{min}/C_{max}$ ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ cross flow โดยที่ของไหลทั้ง 2 ชนิดไม่ผสมกันภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนไว้ดังสมการ

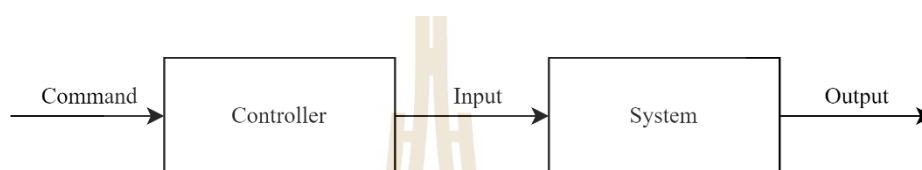
$$\varepsilon = 1 - \exp\left\{\frac{NTU^{0.22}}{c} [\exp(-cNTU^{0.78}) - 1]\right\} \quad (2.16)$$

2.3 ระบบควบคุม

ระบบควบคุม คือ การควบคุม สั่งการ พฤติกรรมของอุปกรณ์หรือระบบอื่น ๆ ให้มีการรักษาเอาต์พุตของระบบให้อยู่ในขอบเขตที่ต้องการ ประเภทของระบบควบคุมแบ่งได้ดังนี้

2.3.1 ระบบควบคุมแบบวงเปิด (Open-loop control)

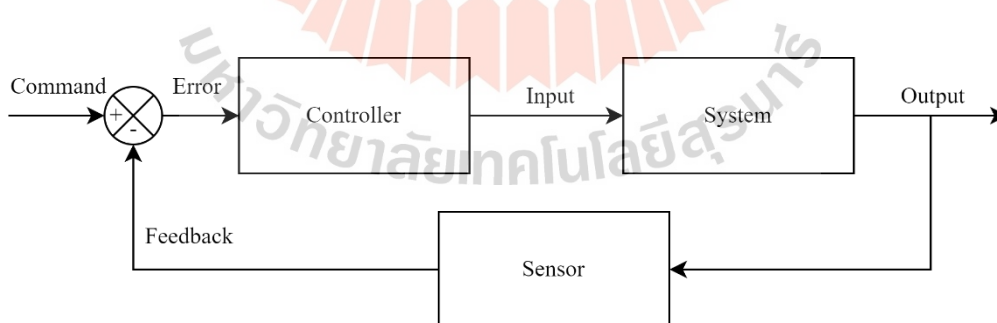
การควบคุมแบบวงเปิดนี้ เอาต์พุตไม่มีผลกระทบต่อการทำงานการควบคุม ผลตอบสนองทางออกจะขึ้นอยู่กับอินพุตและตัวควบคุม ในกรณีที่ไม่เกิดการเปลี่ยนแปลงหรือการรบกวนระบบ



รูปที่ 2.4 ระบบควบคุมแบบวงเปิด (Open-loop control)

2.3.2 ระบบควบคุมแบบวงปิด (Close-loop control)

ระบบแบบวงปิดจะรวมเอาผลตอบสนองจากเอาต์พุตไปยังอินพุต ทำให้ระบบสามารถตอบสนองต่อการเปลี่ยนแปลงหรือการรบกวนได้ ประกอบด้วย เซ็นเซอร์ในการวัดเอาต์พุต ตัวควบคุมใช้ในการเปรียบเทียบเอาต์พุตที่เกิดขึ้นกับเอาต์พุตที่ต้องการ และแอกชูเอเตอร์ใช้ในการปรับอินพุตตามความคลาดเคลื่อนที่เกิดขึ้น



รูปที่ 2.5 ระบบควบคุมแบบวงปิด (Close-loop control)

2.3.3 ระบบควบคุมแบบลอจิก (Logic control)

การควบคุมแบบลอจิกหรือการควบคุมตามลำดับ ใช้กระบวนการตัดสินใจเชิงตรรกะเพื่อสั่งการทำงานของระบบ ส่วนใหญ่ถูกใช้งานด้วยตัวควบคุมแบบโปรแกรมได้ (PLC) ร่วมกับสวิตช์

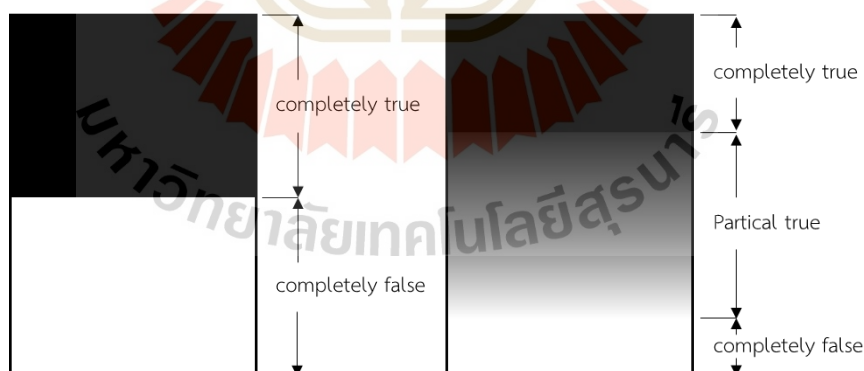
และเซ็นเซอร์ในการสั่งงานแอกทูเอเตอร์ กรณีเหตุการณ์แบบไม่ต่อเนื่อง แต่มีลำดับ (sequent) ใช้ลักษณะสัญญาณแบบดิจิทัล เช่น ในกระบวนการผลิต การควบคุมสัญญาณไฟจราจร และระบบลิฟต์

2.3.4 ระบบควบคุมแบบเปิด - ปิด (On-Off control)

การควบคุมแบบเปิด-ปิด หรือเรียกว่าการควบคุมแบบสองตำแหน่ง เป็นระบบควบคุมแบบป้อนกลับอย่างง่าย และใช้กันอย่างแพร่หลาย ในการควบคุมการเปิด-ปิดของตัวควบคุม สลับการทำงานระหว่างสองสถานะ คือ เปิดเต็มที่หรือปิดอย่างสมบูรณ์ โดยจะเปิดการทำงานเมื่อตัวแปรที่มีค่าเปลี่ยนแปลงไปจากค่าที่ต้องการ (set point) และจะปิดการทำงานเมื่อถึงค่าที่กำหนดไว้ การควบคุมแบบเปิด-ปิด ถูกใช้ในงานที่ต้องการรักษาตัวแปรให้อยู่ในช่วงที่กำหนด ตามขอบเขตที่ตั้งไว้ เช่น ในการควบคุมอุณหภูมิสำหรับระบบทำความร้อนหรือความเย็น

2.3.5 ระบบควบคุมแบบฟัซซีหรือระบบควบคุมแบบตรรกะคลุมเครือ (Fuzzy Logic control)

ฟัซซีลอจิก (Fuzzy logic) หรือตรรกะคลุมเครือ เป็นเครื่องมือที่ใช้ในการตัดสินใจ โดยอ้างอิงการตัดสินใจของมนุษย์ ซึ่งสามารถตัดสินใจภายใต้ความไม่แน่นอนของข้อมูลได้ จะมีความแตกต่างจากตรรกะแบบจริงเท็จ (Boolean logic) ที่จะตัดสินใจค่าจริง (completely true) กับเท็จ (completely false) เพียงเท่านั้น ส่วนฟัซซีลอจิกจะสามารถตัดสินใจความไม่แน่นอนจากส่วนขยายความจริง (partial true) แสดงเป็นระดับค่า เช่น น้อย ปานกลาง หรือมาก ดังรูปที่ 2.6



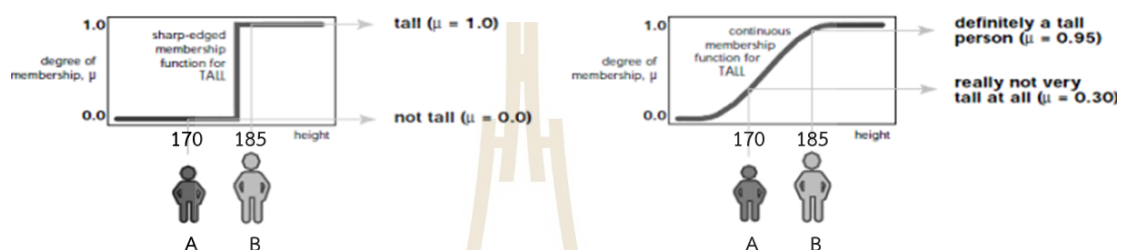
รูปที่ 2.6 ตรรกะแบบเท็จจริง เป็นเท็จเทียบตรรกะคลุมเครือ

2.3.5.1 เซตของฟัซซี (Fuzzy set)

เซตทวินัย (crisp set) เป็นเซตที่มีค่าความเป็นสมาชิกเป็น 0 หรือ 1 เท่านั้น แต่ในหลักความเป็นจริงแล้วไม่ได้มีแค่เฉพาะ 0 หรือ 1 เท่านั้น ฟัซซีเซตจะกำหนดค่าระดับสมาชิก

(degree of membership) อยู่ระหว่าง 0 ถึง 1 โดยระดับสมาชิกเท่ากับ 1 แสดงถึงความเป็นสมาชิกอย่างแน่นอน และ 0 แสดงความไม่เป็นสมาชิก

ยกตัวอย่างความสูง ดังรูปที่ 2.5 หากนิยามบุคคลที่มีความสูงในเซตทวินัยที่ 180 เซนติเมตรเป็นคนสูง นาย A มีความสูง 170 เซนติเมตร (นาย A จะเป็นคนไม่สูง) นาย B มีความสูง 185 เซนติเมตร(นาย B จะเป็นคนสูง) หากนิยามโดยใช้ฟังก์ชันเซต ที่ความสูงประมาณ 180 เซนติเมตรเป็นคนสูง ดังนั้น นาย A จะเป็นคนค่อนข้างสูง และนาย B จะเป็นคนสูง



รูปที่ 2.7 ค่าความเป็นสมาชิกระหว่าง crisp set และ fuzzy set (Fuzzy Logic Toolbox™ User’s Guide R2023b, 1995)

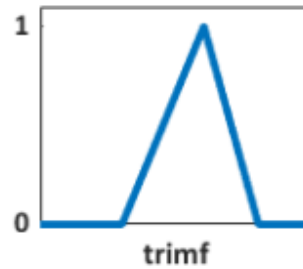
$$\mu_A(x) = \begin{cases} 1 & x \text{ is full member of } A \\ (0,1) & x \text{ is partial member of } A \\ 0 & x \text{ is not member of } A \end{cases} \quad (2.17)$$

- เมื่อ A หมายถึง ฟังก์ชันเซต
- A(x) หมายถึง สมาชิกของเซต (set membership)
- $\mu_A(x)$ หมายถึง ฟังก์ชันความเป็นสมาชิก (membership function)

2.3.5.2 ฟังก์ชันความเป็นสมาชิก (Membership function)

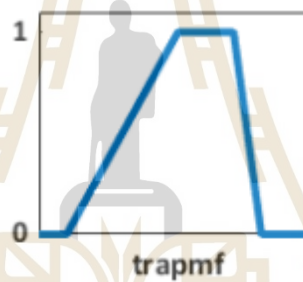
ฟังก์ชันความเป็นสมาชิก จะแสดงอยู่ในรูปสมการทางคณิตศาสตร์ และผลในรูปกราฟ 2 มิติ เพื่อต่อการทำความเข้าใจ แกน x แทน universe of discourse เป็นขอบเขตที่สนใจ ยกตัวอย่างเช่น ค่าน้อย ปานกลาง หรือมาก เป็นต้น ส่วนแกน y แทนระดับความเป็นสมาชิก (degree of membership) อยู่ระหว่าง 0 ถึง 1 รูปแบบฟังก์ชันความเป็นสมาชิกที่ได้รับความนิยมมีดังนี้

- ฟังก์ชันสามเหลี่ยม (Triangular)



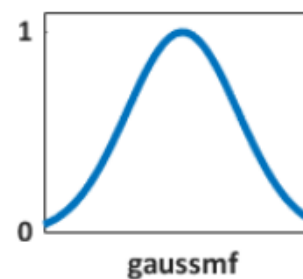
รูปที่ 2.8 ฟังก์ชันสามเหลี่ยม (Triangular) (Fuzzy Logic Toolbox™ User's Guide R2023b, 1995)

- ฟังก์ชันสี่เหลี่ยมคางหมู (trapezoidal)



รูปที่ 2.9 ฟังก์ชันสี่เหลี่ยมคางหมู (trapezoidal) (Fuzzy Logic Toolbox™ User's Guide R2023b, 1995)

- ฟังก์ชันเกาส์เซียน (Gaussian)



รูปที่ 2.10 ฟังก์ชันเกาส์เซียน (Gaussian) (Fuzzy Logic Toolbox™ User's Guide R2023b, 1995)

2.3.5.3 ตัวแปรภาษา (linguistic variable)

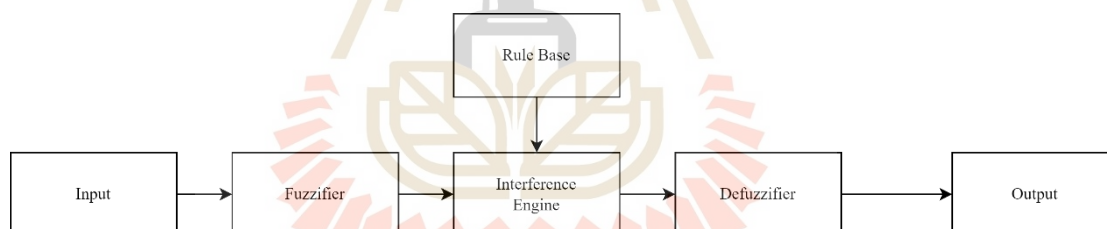
เป็นตัวช่วยกำหนดค่า โดยใช้พจน์ทางภาษา (linguistic term) ในรูปปริมาณแสดงแนวคิดและองค์ความรู้ในการคิดวิเคราะห์ของมนุษย์ ร่วมกับฟังก์ชันความเป็นสมาชิก แสดงค่าของเซตแบบฟัซซีในการจัดการกับข้อมูลอินพุตที่เป็นข้อมูลเชิงตัวเลข ตัวอย่างเช่น ในระบบระบายความร้อน EV อุณหภูมิ อาจเป็นตัวแปรทางภาษา และมีฟัซซีเซต เช่น "ร้อน" "อุ่น" "เย็น" เป็นต้น

2.3.5.4 กฎฟัซซี (fuzzy rules)

กฎแบบมีเงื่อนไขตามตัวแปรทางภาษา โดยทั่วไปกฎเหล่านี้เขียนด้วยภาษาธรรมดา ทำให้เข้าใจและกำหนดตรรกะการควบคุมได้ง่ายขึ้น ตัวอย่างเช่น หากอุณหภูมิร้อนและแบตเตอรี่ร้อนเกินไป ให้เพิ่มความเร็วพัดลม กฎเหล่านี้กำหนดโดยผู้เชี่ยวชาญหรือเรียนรู้จากข้อมูลขอบเขตความสามารถของอุปกรณ์

2.3.5.5 โครงสร้างพื้นฐานของการประมวลผลแบบฟัซซี (Fuzzy Inference System)

การประมวลผลแบบฟัซซี ใช้ข้อมูลจากกฎต่าง ๆ เพื่อสร้างเอาต์พุตที่ไม่ชัดเจน รูปที่ 2.11 แสดงถึงโครงสร้างพื้นฐานของการประมวลผลก่อนดำเนินการควบคุม



รูปที่ 2.11 โครงสร้างพื้นฐานของการประมวลผลแบบฟัซซี

2.3.5.6 Defuzzification

ในการเปลี่ยนเอาต์พุตคลุมเครือให้เป็นการกระทำในโลกแห่งความเป็นจริง จะใช้กระบวนการที่เรียกว่า defuzzification วิธีนี้จะแปลงเอาต์พุตฟัซซีให้เป็นค่าที่คมชัด ซึ่งสามารถนำไปใช้เพื่อควบคุมระบบได้ เช่น การปรับความเร็วพัดลมในระบบทำความเย็น EV

ทฤษฎีการควบคุมลอจิกแบบคลุมเครือ (Fuzzy logic) มีการใช้งานในหลากหลายสาขา รวมถึงระบบควบคุมยานยนต์ (เช่น EV) เครื่องใช้ในครัวเรือน กระบวนการทางอุตสาหกรรม และอื่น ๆ ซึ่งจะมีประโยชน์อย่างยิ่งในกรณีที่การหาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่แม่นยำเป็นเรื่องยาก หรือเมื่อมีความเชี่ยวชาญ จากประสบการณ์ของผู้ออกแบบกฎของฟัซซีสำหรับ

ใช้ในการตัดสินใจควบคุมระบบ อีกทั้งการควบคุมแบบฟัซซีมีเสถียรภาพและความคงทนในยานยนต์ไฟฟ้า

2.4 ปรัชญ่วรรณกรรมที่เกี่ยวข้อง

2.4.1 งานวิจัยที่เกี่ยวข้องเกี่ยวกับการจัดการความร้อนแบตเตอรี่

ใน ค.ศ.2001 Pasaran กล่าวถึงความสำคัญในการจัดการระบายความร้อนแบตเตอรี่สำหรับยานพาหนะไฟฟ้า (EV) และยานพาหนะไฟฟ้าแบบไฮบริด (HEV) พร้อมทั้งเปรียบเทียบการออกแบบระบบการจัดการแบตเตอรี่รูปแบบต่าง ๆ เช่น การระบายความร้อนแบบแอคทีฟเปรียบเทียบกับการระบายความร้อนแบบพาสซีฟ, การระบายความร้อนด้วยของเหลวเปรียบเทียบกับการระบายความร้อนด้วยอากาศ และนำเสนอความต้องการการระบายความร้อนที่แตกต่างกันของแบตเตอรี่แบบ VRLA, NiMH, และ Li-Ion

ในปี ค.ศ.2019 Dusad และคณะ เปรียบเทียบการระบายความร้อนด้วยอากาศและน้ำหล่อเย็นสำหรับกล่องแบตเตอรี่ต้นแบบ สำหรับการจัดการความร้อนของแบตเตอรี่ในยานพาหนะไฟฟ้า (EV) โดยประเมินความแปรผันของอุณหภูมิภายในเซลล์และชุดแบตเตอรี่, อัตราการลดลงของอุณหภูมิ นำเสนอวิธีการควบคุมการระบายความร้อนด้วยน้ำหล่อเย็นในระหว่างการทำงานของยานพาหนะ สามารถจัดการความร้อนของแบตเตอรี่ได้อย่างมีประสิทธิภาพ

ในปี ค.ศ.2021 Sheng และคณะ ศึกษาผลกระทบของการไหล, ขนาดช่อง และตัวกลางในการระบายความร้อนต่อพฤติกรรมความร้อนที่เกิดขึ้นจากแบตเตอรี่ลิเทียมไอออน 21,700 เซลล์ พบว่าการไหลแบบ interlaced เกิดการกระจายความร้อนอย่างสม่ำเสมอภายในเซลล์ นอกจากนี้การเพิ่มอัตราการไหล และขยายขนาดของช่องช่วยเพิ่มประสิทธิภาพการระบายความร้อน อีกทั้งการใช้ glycol เป็นน้ำหล่อเย็น มีประสิทธิภาพมากกว่าน้ำ (liquid water) ตรวจสอบด้วยการทดลองยืนยันประสิทธิภาพการระบายความร้อน รักษาอุณหภูมิสูงสุดที่เกิดขึ้นในแต่ละเซลล์ไม่เกิน 40 องศาเซลเซียส และค่าความแตกต่างระหว่างแต่ละเซลล์ไม่เกิน 5 องศาเซลเซียส

ในปี ค.ศ.2022 Hu และคณะ นำเสนอการระบายความร้อนแบตเตอรี่ลิเทียมไอออนแบบไฮบริด ซึ่งใช้การระบายความร้อนแบบพาสซีฟร่วมกับการระบายความร้อนแบบแอคทีฟ โดยการระบายความร้อนแบบพาสซีฟสามารถนำความร้อนออกจากชุดแบตเตอรี่ได้ในสภาวะการใช้แบตเตอรี่ที่อัตราการเกิดความร้อนต่ำ สำหรับการระบายความร้อนด้วยน้ำหล่อเย็นนั้นจะใช้ในสภาวะรุนแรง เช่น สภาวะที่แบตเตอรี่คายประจุ 3C ที่อุณหภูมิ 35 องศาเซลเซียส แนะนำค่าสัมประสิทธิ์ Thermal Electrical Performance Coefficient (TEP) และ Energy Utilization Efficiency Coefficient (EUE) ในการช่วยประเมินประสิทธิภาพในการระบายความร้อนแต่ละแบบ แนวทางนี้ช่วยลดการใช้พลังงานลง เหลือเพียง 6.51% แต่ยังคงลดการคายประจุมากกว่า 98.5% จากผลการทดลองการ

ระบายความร้อนแบตเตอรี่ลิเธียมไอออนแบบไฮบริดใช้พลังงานต่ำและมีประสิทธิภาพภายใต้สภาวะการใช้งานที่รุนแรง

ในปี ค.ศ.2022 Zheng และคณะ ประยุกต์ใช้ระบบจัดการความร้อนแบตเตอรี่โดยใช้การระบายความร้อนแบบแอคทีฟ เพื่อปรับปรุงประสิทธิภาพของแบตเตอรี่ลิเธียมไอออนในยานยนต์ไฟฟ้า ด้วยการออกแบบจำลองทางคอมพิวเตอร์ด้วยเทคนิคไฟไนต์เอลิเมนต์ (FE) แสดงการกระจายของอุณหภูมิและอุณหภูมิสูงสุดบนพื้นผิวที่บรรจุเซลล์แบตเตอรี่ตรวจสอบด้วยกล้องอินฟราเรด (IR) ศึกษาความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วน้ำหล่อเย็นและอัตราการชาร์จแบตเตอรี่ต่อความแปรผันของอุณหภูมิ ด้วยแบบจำลอง Gaussian process (GP) นำเอาข้อมูลจากการจำลองแบบ GP ช่วยในการออกแบบระบบการควบคุมการระบายความร้อนแบบแอคทีฟ ผลลัพธ์ทำให้เกิดการจัดการอุณหภูมิของแบตเตอรี่อย่างมีประสิทธิภาพ

ในปี ค.ศ.2023 Zhao และคณะ วิเคราะห์การออกแบบเพื่อปรับปรุงประสิทธิภาพของระบบจัดการการระบายความร้อนด้วยน้ำหล่อเย็นของแบตเตอรี่ (liquid-cooling battery thermal management system, BTMS) ในยานพาหนะไฟฟ้า (EV) นำเสนอการปรับปรุงช่องระบายความร้อน, การทำความเย็นด้วยสารทำความเย็น และวิธีระบายความร้อนแบบ liquid-PCM hybrid cooling อีกทั้งแนะนำระบบการจัดการความร้อนแบตเตอรี่ด้วยน้ำหล่อเย็นร่วมกับระบบปรับอากาศ (AC) เพื่อให้ได้ประสิทธิภาพการระบายความร้อนสูงสุด

2.4.2 งานวิจัยที่เกี่ยวข้องเกี่ยวกับการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์

ในปี ค.ศ.2021 Mureşan และ Harja สร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบระบายความร้อน โดยอ้างอิงหลักการของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ด้วยโปรแกรม MATLAB\Simulink เพื่อช่วยในการออกแบบระบบควบคุมแบบ PI ในการควบคุมปั้มน้ำและวาล์วเทอร์โมสแตทด้วยไฟฟ้า และใช้ ECE-15 driving cycle ในการตรวจสอบความสามารถในการระบายความร้อน ผลการทดสอบระบุว่าสามารถรักษาอุณหภูมิอยู่ในช่วง ± 3 องศาเซลเซียสจากอุณหภูมิอ้างอิง สามารถรักษาเสถียรภาพของอุณหภูมิภายในระบบระบายความร้อนภายใต้สภาวะการทำงานต่าง ๆ ได้

2.4.3 งานวิจัยที่เกี่ยวข้องเกี่ยวกับระบบควบคุม

ในปี ค.ศ.2018 Mohamed และคณะ นำเสนอการออกแบบระบบระบายความร้อนของเครื่องยนต์สันดาปภายใน โดยการส่งการปั้มน้ำและพัดลมไฟฟ้าเพื่อควบคุมอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นในระบบ เปรียบเทียบระบบการควบคุมแบบ PID, Linear Quadratic Regulation (LQR) เปรียบเทียบกับระบบการระบายความร้อนแบบทั่วไปซึ่งใช้กำลังทางกลในการทำงาน ผลที่ได้เกิดการลดระยะเวลาการทำงานเฉลี่ยของปั้มน้ำลง 88% และพัดลมลดลง 44% Worldwide Harmonized Light Vehicles Test Cycle (WLTC) เป็นข้อมูลเกี่ยวกับกำลังทางกลในแต่ละสถานะการขับขี่ที่

แตกต่างกัน ถูกใช้ในการประเมินเพื่อทดสอบประสิทธิภาพในการระบายความร้อน ระบบระบายความร้อนดั้งเดิมใช้เวลามากกว่าในการเข้าสู่สภาวะคงตัว และมีประสิทธิภาพในการระบายความร้อนน้อยกว่าระบบควบคุมแบบ PID และ LQR อีกทั้งอัตราการสิ้นเปลืองของพลังงานเชื้อเพลิงลดลงประมาณ 20% แสดงถึงข้อดีของระบบระบายความร้อนที่ควบคุมด้วยไฟฟ้าในด้านประสิทธิภาพการระบายความร้อนทำให้สมรรถนะของเครื่องยนต์ดีขึ้น ประหยัดน้ำมัน และช่วยเพิ่มอายุการใช้งานของปั๊มน้ำ และพัดลมให้ยาวนานขึ้น

ในปี ค.ศ.2019 Hannan และคณะ นำเสนอการจัดการความร้อนสำหรับแบตเตอรี่ลิเทียมไอออนในยานยนต์ไฟฟ้า เพื่อป้องกันการสูญเสียประจุไฟฟ้าและการเสื่อมสภาพของแบตเตอรี่ด้วยการใช้ตัวควบคุมแบบตรรกะคลุมเครือ (Fuzzy logic) โดยการใช้ PSO (Particle Swarm Optimization) ในการปรับเปลี่ยนค่าพารามิเตอร์ของระบบควบคุมของฟัชซี เปรียบเทียบผลการตอบสนองกับระบบควบคุมแบบ PID และ ฟัชซีอย่างง่าย ปรากฏว่าระบบควบคุมแบบ Fuzzy-PSO ลดการเกิด overshoot, ลดเวลา settling time และภายในโมดูลแบตเตอรี่มีการกระจายของอุณหภูมิอย่างสม่ำเสมอ แสดงถึงประสิทธิภาพและการควบคุมที่แม่นยำ

ในปี ค.ศ.2019 Chao และคณะ แนะนำแนวทางการออกแบบระบบควบคุมพัฒนาการควบคุมแบบ PID ร่วมกับแบบคลุมเครือ (Fuzzy) โดยใช้หลักการออกแบบการควบคุมแบบ PID แบบเดิมเข้ากับปัจจัยความไม่เป็นเชิงเส้นของระบบ และใช้อัลกอริทึมทางพันธุกรรม (GA) สำหรับกระบวนการปรับเปลี่ยนคุณลักษณะของฟังก์ชันสมาชิก (MF) ให้เหมาะสม อีกทั้งกำหนดช่วงการทำงานของอินพุตและเอาต์พุตอย่างชัดเจน ผลจากการจำลองระบบการควบคุมมอเตอร์ผ่านโปรแกรม MATLAB ทำให้สามารถควบคุมมอเตอร์ได้แม่นยำในช่วงการทำงานที่กำหนด

2.5 สรุป

จากการศึกษาทฤษฎีและปรัทัศน์วรรณกรรมที่เกี่ยวข้องพบว่า ความร้อนที่เกิดขึ้นในชุดแบตเตอรี่ส่งผลกระทบต่อประสิทธิภาพการใช้งาน อายุ และความปลอดภัย โดยความร้อนที่เกิดขึ้นภายในชุดแบตเตอรี่จะอยู่ในช่วงการใช้งาน (Discharge) และจะมีค่าสูงเมื่อมีการอัดประจุกลับเข้าสู่แบตเตอรี่ (Charge) อุณหภูมิแบตเตอรี่โดยประมาณไม่เกิน 60 °C และในรถบัสไฟฟ้ายังคงมีอุปกรณ์อื่นที่ต้องการการระบายความร้อน โดยที่หม้อน้ำ (Radiator) เป็นอุปกรณ์สำหรับแลกเปลี่ยนความร้อนที่จะสามารถรองรับความร้อนอันเกิดจากแหล่งความร้อนภายในรถบัสไฟฟ้า เพื่อให้รองรับความร้อนได้อย่างครอบคลุม ดำเนินออกแบบระบบระบายความร้อนให้สามารถรักษาอุณหภูมิภายในระบบให้ไม่เกิน 70 °C การจัดการความร้อนที่เกิดขึ้นนั้นเป็นสิ่งที่สำคัญ โดยเฉพาะอย่างยิ่งในอุตสาหกรรมการต่อรถบัสไฟฟ้าโดยสาร ในช่วงเริ่มแรกที่มีการเปลี่ยนผ่านจากเครื่องยนต์สันดาปเป็นมอเตอร์ไฟฟ้า ส่วนประกอบต่าง ๆ ของระบบระบายความร้อนที่ถูกใช้กับเครื่องยนต์สันดาปที่ยังใช้งานได้มาปรับใช้

ในรถบัสไฟฟ้าโดยสาร ดังนั้น งานวิจัยนี้จึงทำวิศวกรรมย้อนกลับ (Reverse Engineering) เพื่อยืนยันความสามารถในการระบายความร้อน สร้างแบบจำลองการระบายความร้อน รวมถึงการออกแบบระบบควบคุมพัดลมระบายความร้อนที่เกิดขึ้นจากชุดแบตเตอรี่ จะสามารถลดต้นทุนในการนำเข้าระบบระบายความร้อนจากต่างประเทศที่มีราคาสูงได้

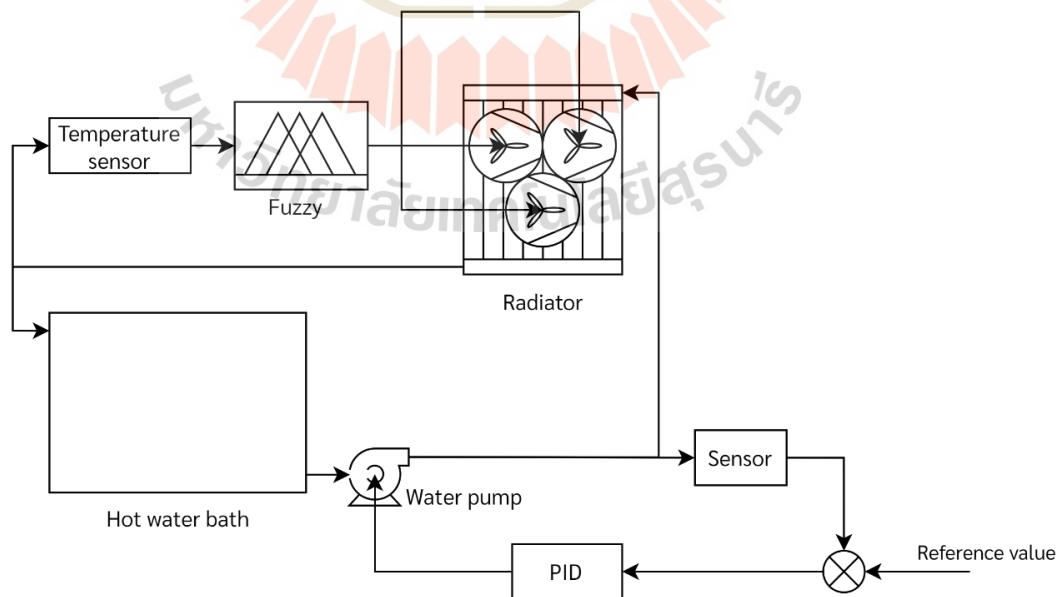


บทที่ 3

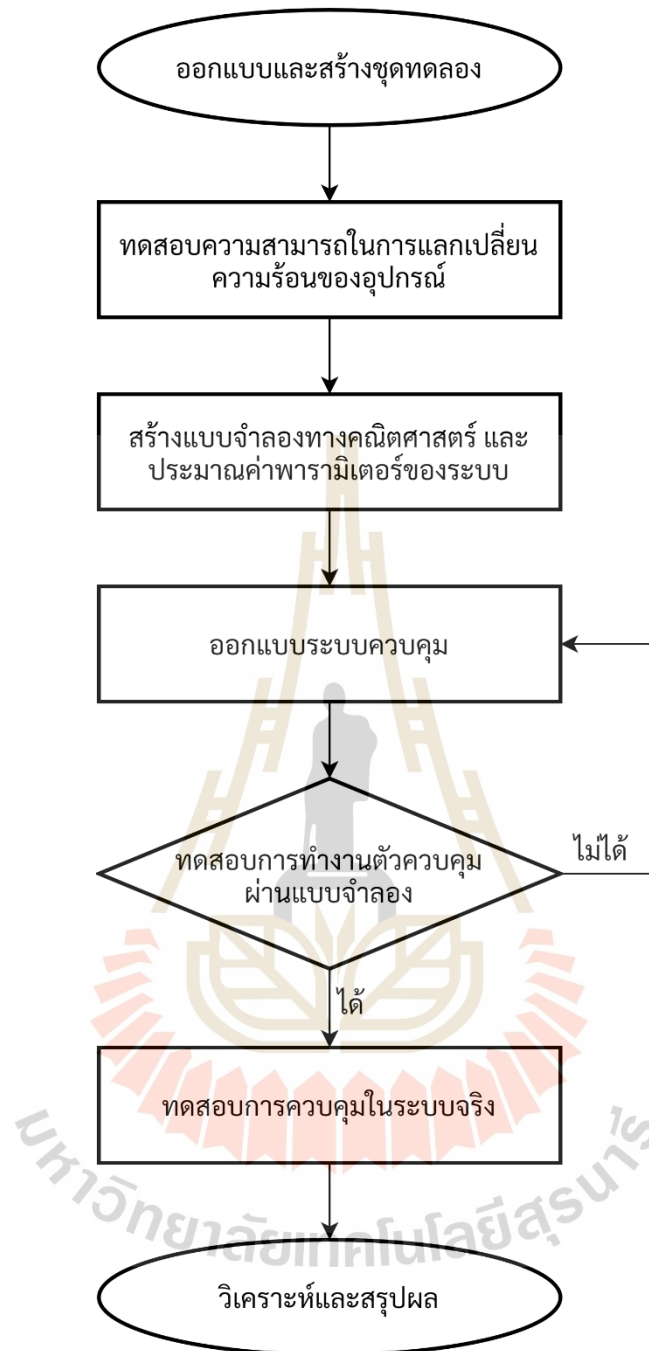
วิธีดำเนินการวิจัย

3.1 บทนำ

ในงานวิจัยนี้ดำเนินการทำวิศวกรรมย้อนกลับ ด้วยการนำเอาอุปกรณ์ระบายความร้อนที่ถูกใช้งานแล้วในรถบัสโดยสารเครื่องยนต์สันดาป มาประยุกต์ให้สามารถใช้กับรถบัสโดยสารไฟฟ้านำเสนอการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบระบายความร้อน ศึกษาพฤติกรรมทางพลวัตของระบบ และนำแบบจำลองไปใช้ในการออกแบบระบบควบคุมแบบตรรกะคลุมเครือหรือฟัซซีลอจิก สิ่งการทำงานของพัดลมระบายความร้อน รวมถึงทดสอบร่วมกับชุดทดลองเพื่อเปรียบเทียบประสิทธิภาพในการระบายความร้อนของระบบกับแบบจำลอง เป็นการยืนยันความสามารถในการลดความร้อนที่เกิดจากชุดแบตเตอรี่ เพิ่มความน่าเชื่อถือให้กับรถบัสโดยสารไฟฟ้าที่นำอุปกรณ์ระบายความร้อนของเครื่องยนต์สันดาปมาประยุกต์ใช้ อีกทั้งเป็นแนวทางในการออกแบบระบายความร้อนพร้อมชุดควบคุมด้วยตนเอง ลดการนำเข้าระบบระบายความร้อนจากต่างประเทศเป็นการลดต้นทุนในการต่อประกอบรถบัสโดยสารไฟฟ้าได้ โดยภาพรวมชุดทดลองประสิทธิภาพการระบายความร้อนแสดงดังรูป 3.1 และขั้นตอนการดำเนินงานวิจัยแสดงในรูป 3.2



รูปที่ 3.1 ภาพรวมระบบระบายความร้อนด้วยพัดลมไฟฟ้า



รูปที่ 3.2 ขั้นตอนการดำเนินงานวิจัย

3.2 ชุดทดสอบระบบระบายความร้อน

งานวิจัยนี้ออกแบบชุดทดสอบระบบระบายความร้อนชุดแบตเตอรี่ เป็นแบบระบายความร้อนด้วยน้ำ (Liquid cooling) โดยการนำอุปกรณ์ที่ถูกใช้งานแล้วมาทดสอบ และควบคุมให้มีความสามารถในการระบายความร้อนชุดแบตเตอรี่ โดยมีอุปกรณ์ดังนี้

3.2.1 ถังน้ำพร้อมขดลวดความร้อน

ถังน้ำขนาด 120 x 130 x 150 เซนติเมตร และขดลวดความร้อน 9,000 วัตต์ ใช้ในการต้มน้ำสำหรับเป็นแหล่งพลังงานความร้อน (Heat source) ของระบบระบายความร้อน จำลองความร้อนที่เกิดขึ้นจากชุดแบตเตอรี่ ไม่เกิน 70 องศาเซลเซียส



รูปที่ 3.3 ถังน้ำร้อน

3.2.2 ปั๊มน้ำ เครื่องยนต์ Cummins ISDe285-30

ปั๊มน้ำเป็นปั๊มน้ำที่ถูกใช้งานในเครื่องยนต์ Cummins ISDe285-30 เดิมใช้กำลังจากเครื่องยนต์ ในงานวิจัยนี้นำมาดัดแปลงโดยใช้ มอเตอร์ไฟฟ้ากระแสตรง 24 โวลต์ 1,000 วัตต์ ความเร็ว 3,000 รอบต่อนาที ในการขับปั๊ม มีหน้าที่ในการการหมุนวนน้ำหล่อเย็นในระบบ ถูกรักษาอัตราการไหลด้วยระบบควบคุมแบบ PID



รูปที่ 3.4 ปั๊มน้ำและมอเตอร์

3.2.3 หม้อน้ำ (Radiator)

หม้อน้ำที่ถูกใช้งานในรถบัสโดยสารเครื่องยนต์สันดาป ขนาด 560 x 700 x 100 มิลลิเมตร เป็นแบบ fin and tube 5 แถว เป็นอุปกรณ์ในการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหล 2 ชนิด ได้แก่ น้ำและอากาศ มีลักษณะการไหลแบบ cross flow โดยที่ของไหลทั้ง 2 ไม่ผสมกัน น้ำจะไหลในท่อ (tubes) ส่วนอากาศไหลผ่านครีป (fins) นำความร้อนออกสู่บรรยากาศภายนอก



รูปที่ 3.5 หม้อน้ำ (Radiator)

3.2.4 พัดลมไฟฟ้า

พัดลมไฟฟ้าคอมเพรชเซอร์ในระบบปรับอากาศของรถบัสโดยสาร นำมาใช้งานในชุดทดลอง ตราอักษร SPAL Automotive ขนาด 305 มิลลิเมตร ขนาด 3 ตัว แรงดันไฟฟ้า (Supply voltage) 24 โวลต์ ความเร็วสูงสุด 3,100 รอบต่อนาที ความเร็วต่ำสุดที่ 800 รอบต่อนาที และแรงดันไฟฟ้าในการสั่งการ (operating supply voltage) อยู่ที่ 0 – 10 โวลต์ จะรับคำสั่งจากระบบควบคุมในการทำงานเพื่อเพิ่มหรือลดอัตราการไหลของอากาศ ที่จะเข้าสู่หม้อน้ำให้รักษาความสามารถในการระบายความร้อนตามที่ได้กำหนดไว้



รูปที่ 3.6 พัดลมไฟฟ้า

3.2.5 เซ็นเซอร์

เซ็นเซอร์เป็นอุปกรณ์ในการตรวจรู้ (sensor) เพื่อบอกถึงสถานะของสิ่งที่สนใจ ในที่นี้อุณหภูมิเป็นตัวบ่งชี้ถึงความร้อนที่เกิดการเปลี่ยนแปลงในช่วงเวลาต่าง ๆ เซ็นเซอร์วัดอุณหภูมิ (temperature sensor) ที่ใช้ในการวิจัยนี้มี 2 ประเภท ได้แก่

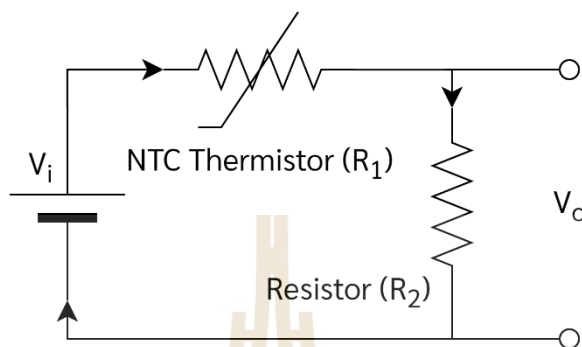
3.2.5.1 NTC Thermistor

NTC Thermistor เป็นเซ็นเซอร์อุณหภูมิที่แสดงค่าความต้านทานไฟฟ้า จะมีค่าลดลงเมื่อมีอุณหภูมิสูงขึ้นแบบไม่เป็นเชิงเส้น ถูกใช้กันอย่างแพร่หลายเนื่องจากความง่ายในการใช้งาน ความไวต่อการเปลี่ยนแปลง และมีความแม่นยำ โดยค่าความต้านทาน (R) ในแต่ละอุณหภูมิ (T) สามารถดูได้จากตารางความสัมพันธ์ที่ระบุไว้ในเอกสาร (data sheet) ในงานวิจัยนี้เลือกใช้ NTC Thermistor จำนวน 2 ตัว ในการวัดค่าอุณหภูมิของน้ำหล่อเย็นที่ทางเข้าและทางออกของหม้อน้ำ เนื่องจากในอุตสาหกรรมยานยนต์นิยมใช้เซ็นเซอร์ชนิดนี้ในการวัดอุณหภูมิของระบบระบายความร้อน และเลือกใช้ 1.8k Thermistor หมายความว่า ที่อุณหภูมิ 25 องศาเซลเซียส Thermistor นี้จะมีค่าความต้านทานอยู่ที่ 1.8 กิโลโอห์ม หรือ 1,800 โอห์ม



รูปที่ 3.7 NTC Thermistor (Coolant water temperature sensor)

วงจรแบ่งแรงดัน (voltage divider) ใช้ในการวัดแรงดันที่ตกคร่อมตัวต้านทานคงที่ บอร์ดไมโครคอนโทรลเลอร์รับค่าแรงดันไฟฟ้าซึ่งเป็นสัญญาณอนาล็อกแปลงเป็นค่าอุณหภูมิ



รูปที่ 3.8 วงจรแบ่งแรงดัน (Voltage divider)

$$V_o = \frac{V_i R_2}{R_1 + R_2} \quad (3.1)$$

3.2.5.2 K-type Thermocouple

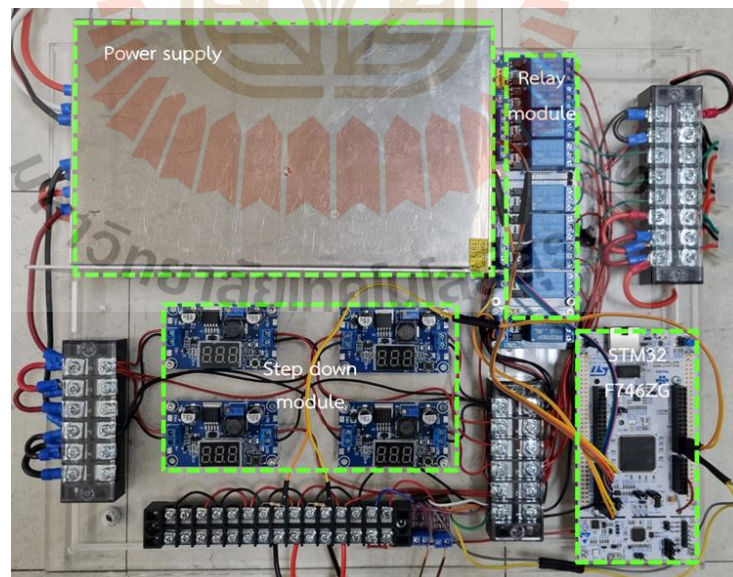
เทอร์โมคัปเปิลชนิด K คือเซนเซอร์วัดอุณหภูมิชนิดหนึ่งทำงานโดยอาศัยปรากฏการณ์ซีเบค (Seebeck effect) ประกอบด้วยโลหะผสมสองชนิดที่แตกต่างกัน โดยทั่วไปคือโครเมิล (นิกเกิล-โครเมียม) และอลูเมล (นิกเกิล-อะลูมิเนียม) โลหะทั้งสองที่ไม่เหมือนกันนี้ เกิดแรงดันไฟฟ้าตามสัดส่วนความต่างอุณหภูมิ ถูกใช้อย่างแพร่หลายในอุตสาหกรรมเนื่องจากมีช่วงอุณหภูมิกว้าง ตั้งแต่ -200 องศาเซลเซียส ถึงประมาณ 1,372 องศาเซลเซียส และแรงดันเอาต์พุตมีขนาดค่อนข้างเล็กจึงต้องใช้โมดูลขยายสัญญาณ (CJM CU-8495 K-type Thermocouple amplifier module) อ่านค่าอุณหภูมิเป็นสัญญาณแรงดันไฟฟ้าแบบอนาล็อกเข้าสู่บอร์ดไมโครคอนโทรลเลอร์ ใช้ K-type Thermocouple จำนวน 2 ตัวสำหรับ วัดอุณหภูมิทางเข้าและออกของอากาศที่ไหลเข้าสู่หม้อน้ำ



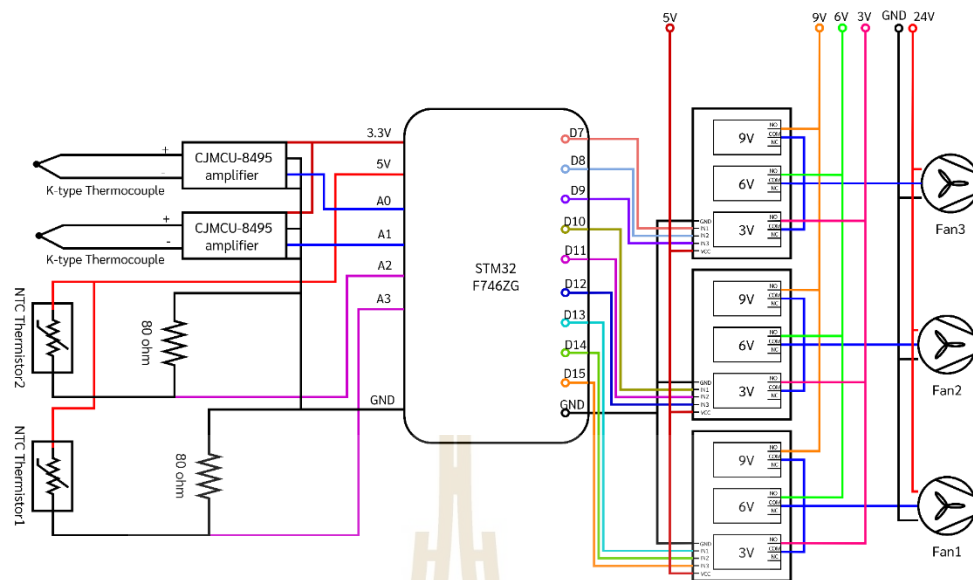
รูปที่ 3.9 K-type Thermocouple and amplifier module

3.3 ชุดควบคุมพัลลัมระบายความร้อน

ชุดควบคุมใช้ในการสั่งการพัลลัมไฟฟ้า จำนวน 3 ตัว โดยใช้บอร์ดไมโครคอนโทรลเลอร์ STM32F746ZG จะเชื่อมต่อกับโปรแกรม MATLAB – Simulink ในเขียนบล็อกไดอะแกรม เพื่อรับค่าอุณหภูมิน้ำทางออกจากหม้อน้ำ ประมวลผล และควบคุมพัลลัมไฟฟ้าตามที่ได้ออกแบบระบบควบคุม ซึ่งจะกล่าวในหัวข้อถัดไป อุปกรณ์หลักในชุดควบคุม ดังรูปที่ 3.10 มีส่วนประกอบต่าง ๆ ดังนี้



รูปที่ 3.10 ชุดควบคุมพัลลัมระบายความร้อน



รูปที่ 3.11 วงจรไฟฟ้าชุดควบคุมพัดลมระบายความร้อน

3.3.1 แหล่งจ่ายไฟฟ้ากระแสตรง (Power supply)

แหล่งจ่ายไฟฟ้ากระแสตรง แรงดันไฟฟ้า 24 โวลต์ 20 แอมแปร์ ใช้สำหรับจ่ายแรงดันไฟฟ้า (Supply voltage) ให้กับพัดลมระบายความร้อนทั้ง 3 ตัว รวมถึงให้กับโมดูลปรับแรงดันไฟฟ้ากระแสตรง

3.3.2 โมดูลปรับแรงดันไฟฟ้ากระแสตรง (DC Step down module)

โมดูลปรับแรงดันไฟฟ้า LM2596 แรงดันอินพุต 4 - 35 โวลต์ แรงดันเอาต์พุต 1.25 - 35 โวลต์ กระแสเอาต์พุตอยู่ที่ 3 แอมแปร์ รับแรงดันไฟฟ้าที่ได้รับจากแหล่งจ่ายไฟฟ้ากระแสตรง (Power supply) ปรับเป็นแรงดันที่ต้องการ และนำไปเป็นแหล่งจ่ายให้กับอุปกรณ์อื่น ๆ ในงานวิจัยนี้ ใช้โมดูลปรับแรงดันจำนวน 4 ตัว แปลงเป็น 4 แรงดัน สำหรับใช้งานดังต่อไปนี้

- 1) 3 โวลต์: ใช้สำหรับเป็นแรงดันไฟฟ้าในการสั่งการพัดลม (operating supply voltage) ให้ทำงานอยู่ที่ 30 เปอร์เซ็นต์การทำงานที่ความเร็วรอบสูงสุด
- 2) 6 โวลต์: แรงดันไฟฟ้าในการสั่งการพัดลม (operating supply voltage) ให้ทำงานอยู่ที่ 60 เปอร์เซ็นต์
- 3) 9 โวลต์: แรงดันไฟฟ้าในการสั่งการพัดลม (operating supply voltage) ให้ทำงานอยู่ที่ 90 เปอร์เซ็นต์
- 4) 5 โวลต์: เป็นแหล่งจ่ายแรงดันให้กับ NTC Thermistor และ โมดูลรีเลย์ (Relay module)

3.3.3 โมดูลรีเลย์ (Relay module)

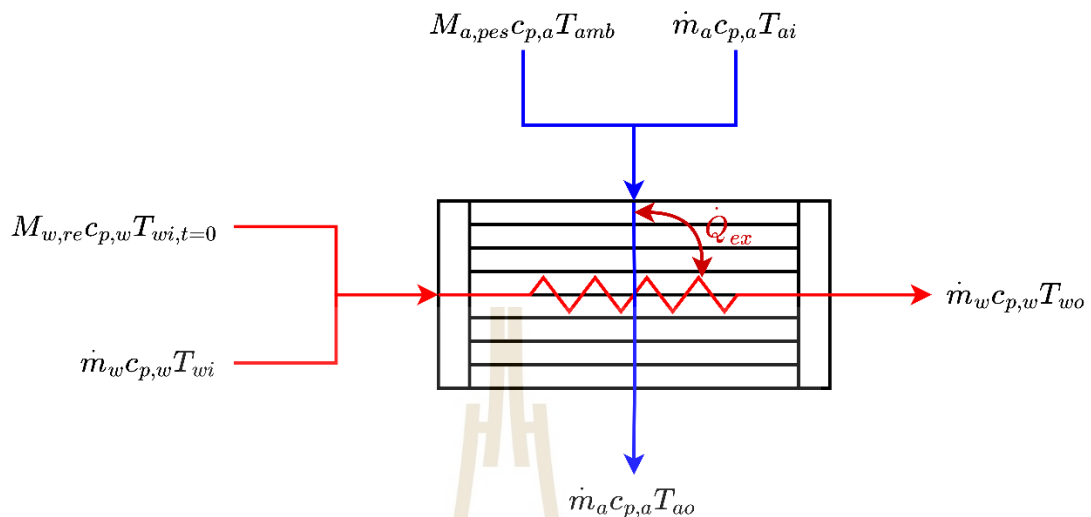
รีเลย์เป็นอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ที่ถูกใช้กันอย่างแพร่หลายในระบบควบคุมอัตโนมัติ ทำหน้าที่เหมือนสวิตช์ไฟ ทำงานได้ด้วยการป้อนกระแสไฟฟ้าให้กับขดลวด เกิดเป็นสนามแม่เหล็กให้ดึงดูดหน้าสัมผัส (Contact) เปลี่ยนทิศทางการไหลของกระแสไฟฟ้าเพื่อควบคุมการจ่ายไฟฟ้าให้กับอุปกรณ์ต่าง ๆ ในงานวิจัยนี้เลือกใช้เป็น Active H/L 3.3 V Relay module ทั้งหมด 9 ช่อง

3.3.4 บอร์ดควบคุม STM32F746ZG

STM32F746ZG บอร์ดไมโครคอนโทรลเลอร์ของตระกูล STM32 โดย STMicroelectronics ได้รับการออกแบบมาเพื่อช่วยวิศวกรและนักพัฒนาสร้างต้นแบบและพัฒนาแอปพลิเคชันโดยใช้ไมโครคอนโทรลเลอร์ซีรีส์ STM32F7 ซึ่งใช้ ARM Cortex-M7 คุณสมบัติดังนี้

- 1) ไมโครคอนโทรลเลอร์ ARM@32-bit Cortex@-M7 ทำงานที่ความเร็วสูงสุด 216 MHz
- 2) หน่วยความจำ 1 MB Flash, 320 KB SRAM
- 3) GPIOs 168 ช่อง พร้อมความสามารถในการ interrupt จากภายนอก
- 4) 12 บิต อนาล็อกอินพุต 24 ช่อง 3 ชุด
- 5) 12 บิต อนาล็อกเอาต์พุต 2 ชุด
- 6) USART/UART 8 ชุด
- 7) I2C 4 ชุด
- 8) SPI 6 ชุด
- 9) ส่วนขยายสามารถรองรับการเชื่อมต่อ Arduino Uno และ ST morpho ได้
- 10) การแก้จุดบกพร่อง (Debugging) และการเขียนโปรแกรม ด้วย ST-LINK/V2-1
- 11) ไฟเลี้ยงบอร์ดจาก USB (3.3V, 5V, 7-12V) และจากแหล่งจ่ายภายนอกได้

3.4 แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบระบายความร้อน



รูปที่ 3.12 แผนภาพของระบบแลกเปลี่ยนความร้อน

3.4.1 สมการสมดุลทางความร้อนในเทอมของน้ำ

สมการสมดุลทางความร้อนในเทอมของน้ำ คือ อัตราการลดลงของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็น เนื่องจากเกิดการถ่ายเทไปยังหม้อน้ำและอากาศที่ไหลผ่าน แสดงดังสมการที่ (3.1)

$$M_w c_{p,w} \frac{dT_{wo}}{dt} = \dot{m}_w c_{p,w} T_{wi} - \dot{m}_w c_{p,w} T_{wo} - \dot{Q}_{ex} + \dot{Q}_{re} \quad (3.2)$$

| | | | |
|--------|----------------|-----|--|
| โดยที่ | M_w | คือ | มวลของน้ำภายในหม้อน้ำ (kg) |
| | $c_{p,w}$ | คือ | ค่าความจุความร้อนของน้ำหล่อเย็น ($J/^\circ C$) |
| | \dot{m}_w | คือ | อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำหล่อเย็น (kg/s) |
| | T_{wi} | คือ | อุณหภูมิทางเข้าของน้ำหล่อเย็น ($^\circ C$) |
| | T_{wo} | คือ | อุณหภูมิทางออกของน้ำหล่อเย็น ($^\circ C$) |
| | \dot{Q}_{ex} | คือ | อัตราการแลกเปลี่ยนความร้อน (W) |
| | \dot{Q}_{re} | คือ | อัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำค้างภายในหม้อน้ำ (W) |

โดยปกติก่อนเริ่มกระบวนการอุณหภูมิทางเข้าและออกจะมีค่าเท่ากัน เมื่อทำการเปิดพัดลมให้อากาศไหลเข้าสู่หม้อน้ำเกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนเนื่องจากความร้อนจากน้ำที่ยังคง

ค้ำอยู่ภายในหม้อน้ำ อุณหภูมิน้ำทางเข้าและทางออกจะค่อย ๆ แยกจากกัน อธิบายได้ดังสมการ (3.2)

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{re} &= M_{w,re} c_{p,w} T_{wo,t=0} & \text{where } 0 \leq t \leq t_{cut} \\ \dot{Q}_{re} &= 0 & \text{where } t \geq t_{cut} \end{aligned} \quad (3.3)$$

| | | | |
|--------|----------------|-----|--|
| โดยที่ | \dot{Q}_{re} | คือ | อัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำค้ำภายในหม้อน้ำ (W) |
| | $M_{w,re}$ | คือ | มวลน้ำค้ำภายในหม้อน้ำ (kg) |
| | $c_{p,w}$ | คือ | ค่าความจุความร้อนของน้ำหล่อเย็น (J/°C) |
| | $T_{wo,t=0}$ | คือ | อุณหภูมิน้ำทางออกของหม้อน้ำที่วินาทีที่ 0 (°C) |
| | t | คือ | เวลาที่ (s) |
| | t_{cut} | คือ | เวลาที่อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นทางเข้าและออกเริ่มแตกต่างกัน (s) |

3.4.2 สมการสมดุลทางความร้อนในเทอมของอากาศ

เกิดกระบวนการแลกเปลี่ยนความร้อนโดยน้ำหล่อเย็นถ่ายเทความร้อน ให้กับอากาศที่ไหลผ่าน ทำให้อุณหภูมิอากาศทางออกสู่บรรยากาศ มีอุณหภูมิสูงขึ้น ดังสมการที่ (3.3)

$$M_a c_{p,a} \frac{dT_{ao}}{dt} = \dot{m}_a c_{p,a} T_{ai} - \dot{m}_a c_{p,a} T_{ao} + \dot{Q}_{ex} + \dot{Q}_{pes} \quad (3.4)$$

| | | | |
|--------|-----------------|-----|---|
| โดยที่ | M_a | คือ | มวลของอากาศภายในหม้อน้ำ (kg) |
| | $c_{p,a}$ | คือ | ค่าความจุความร้อนของอากาศ (J/°C) |
| | \dot{m}_a | คือ | อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศ (kg/s) |
| | T_{ai} | คือ | อุณหภูมิทางเข้าของอากาศ (°C) |
| | T_{ao} | คือ | อุณหภูมิทางออกของอากาศ (°C) |
| | \dot{Q}_{ex} | คือ | อัตราการแลกเปลี่ยนความร้อน (W) |
| | \dot{Q}_{pes} | คือ | อัตราการถ่ายเทความร้อนของอากาศที่רבวณ (W) |

ในช่วงเริ่มต้นน้ำหล่อเย็นที่อยู่ภายในมีความร้อนสูง เมื่อเปิดพัดลมให้ถ่ายเทความร้อน ความร้อนที่ออกจากหม้อน้ำด้วยการพาของอากาศทำให้มีค่าสูง อธิบายดังสมการ (3.4)

$$\dot{Q}_{pes} = M_{a,pes} c_{p,a} T_{amb} \quad (3.5)$$

| | | | |
|--------|-----------------|-----|---|
| โดยที่ | \dot{Q}_{pes} | คือ | อัตราการถ่ายเทความร้อนของอากาศที่רבבון (W) |
| | $M_{a,pes}$ | คือ | มวลอากาศที่เกิดרבבון (kg) |
| | $c_{p,a}$ | คือ | ค่าความจุความร้อนของอากาศ ($J/^{\circ}C$) |
| | T_{amb} | คือ | อุณหภูมิบรรยากาศ ($^{\circ}C$) |

3.4.3 อัตราการแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat exchange rate)

อัตราการแลกเปลี่ยนระหว่างน้ำร้อน และอากาศภายในหม้อน้ำ มีความสัมพันธ์ระหว่างพื้นที่ในการแลกเปลี่ยนความร้อน ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม อุณหภูมิของไหล 2 ชนิด และค่าแฟกเตอร์ความถูกต้อง ดังสมการ (3.5)

$$Q_{ex} = UA\Delta T_{LMT} F \quad (3.6)$$

| | | | |
|--------|------------------|-----|---|
| โดยที่ | Q_{ex} | คือ | อัตราการแลกเปลี่ยนความร้อน (W) |
| | U | คือ | ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม ($W/m^2 \cdot ^{\circ}C$) |
| | A | คือ | พื้นที่ในการแลกเปลี่ยนความร้อน (m^2) |
| | ΔT_{LMT} | คือ | Log mean temperature difference ($^{\circ}C$) |
| | F | คือ | Correction factor |

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมที่เกิดขึ้นจะมีการเปลี่ยนแปลงตามสภาพการทำงานของระบบในขณะนั้น ซึ่งสามารถพิจารณาได้จากสมการ (3.6)

$$U = \frac{1}{h_i} + \frac{L}{k} + \frac{1}{h_o} \quad (3.7)$$

| | | | |
|--------|-------|-----|--|
| โดยที่ | h_i | คือ | ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนในท่อ ($W/m^2 \cdot ^{\circ}C$) |
| | h_o | คือ | ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนนอกท่อ ($W/m^2 \cdot ^{\circ}C$) |
| | L | คือ | ความยาวท่อ (m) |
| | k | คือ | ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อน ($W/m \cdot ^{\circ}C$) |

Nusselt number ในสมการที่ (3.7) เป็นอัตราส่วนการพาความร้อนต่อการนำความร้อนและ Hydraulic diameter (D_h) โดยที่รูปแบบการไหลแบบ Turbulent สมการที่ (3.8),

แบบ Laminar สมการ (3.9) และอัตราการการไหลโดย Reynold number (Re) สมการ (3.10) และ Prandtl number (Pr) สมการ (3.11) ในการหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน

$$Nu = \frac{hD_h}{k} \quad (3.8)$$

$$Nu = 0.023 \times Re^{0.8} \times Pr^{1/3} \quad (3.9)$$

$$Nu = 3.66 \times \left(\frac{Re \times Pr}{1.07} \right)^{1/3} \quad (3.10)$$

$$Re = \frac{\rho v D_h}{\mu} \quad (3.11)$$

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k} \quad (3.12)$$

| | | | |
|--------|--------|-----|-------------------------------------|
| โดยที่ | ρ | คือ | ค่าความหนาแน่น (kg/m ³) |
| | v | คือ | ความเร็วของของไหล (m/s) |
| | μ | คือ | Dynamic viscosity (kg/m·s) |

Log mean temperature difference (ΔT_{LMT}) คือ การประมาณค่าความแตกต่างของอุณหภูมิของน้ำหล่อเย็นและอากาศที่ตำแหน่งเข้าและออกของของไหลทั้ง 2 ชนิด ในระบบแลกเปลี่ยนความร้อน ดังสมการ (3.12)

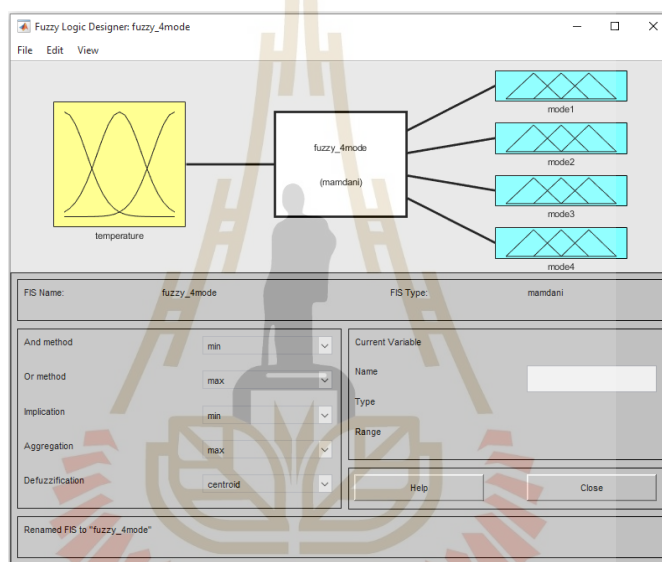
$$\Delta T_{LMT} = \frac{(T_{wi} - T_{ao}) - (T_{wo} - T_{amb})}{\ln\left(\frac{T_{wi} - T_{ao}}{T_{wo} - T_{amb}}\right)} \quad (3.13)$$

พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน (A) เป็นบริเวณที่เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อน จะสามารถประมาณได้จากคำนวณได้จากพื้นที่ของในการแลกเปลี่ยนความร้อนของฝั่งน้ำหล่อเย็น รวมกับฝั่งอากาศ แต่เนื่องจากชุดทดลองในงานวิจัยพัฒนาที่ติดตั้งจำนวน 3 ตัว มีพื้นที่ไม่ครอบคลุมพื้นที่หน้าตัดของหม้อน้ำ อีกทั้งเงื่อนไขในการควบคุมพัฒนา ที่ไม่ได้เปิดใช้งานพัฒนาทั้ง 3 ตัว ตลอด

การทำงาน จะกล่าวถัดไป ทำให้มีการเปลี่ยนแปลงของพื้นที่ในการแลกเปลี่ยนความร้อน จึงคำนวณพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนย้อนกลับจากค่าที่ได้จากการทดลอง

3.5 ออกแบบระบบควบคุมแบบคลุมเครือ (Fuzzy logic)

ในการออกแบบระบบควบคุมแบบคลุมเครือใช้แอปพลิเคชัน Fuzzy logic designer ของโปรแกรม MATLAB ซึ่งมีความสามารถในการออกแบบ ปรับแต่งระบบการประมาณการของฟัซซี (Fuzzy Inference System, FIS) และทดสอบ ผ่านแบบจำลองของระบบระบายความร้อนที่ได้ ออกแบบใน Simulink ดังที่กล่าวไว้ข้างต้น



รูปที่ 3.13 Fuzzy logic designer

เมื่อทำการทดลองเพื่อหาประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของระบบ ตามเงื่อนไขต่าง ๆ ที่ จะกล่าวถัดไป เป็นข้อมูลในการตัดสินใจเพื่อนำมาใช้ออกแบบระบบควบคุม โดยระบบควบคุมการ ระบายความร้อนด้วยพัดลม จะรับค่าอุณหภูมิทางออกของหม้อน้ำ ($T_{h,out}$) เพื่อประมวลผลและ ตัดสินใจ สั่งการให้พัดลมทำงานแบ่งเป็นโหมดการทำงานดังนี้

ตารางที่ 3.1 โหมดการทำงานของพัดลม

| Mode | Percentage fans operation | | | T_{wo} (°C) |
|------|---------------------------|----|----|-----------------------|
| | 1 | 2 | 3 | |
| 1 | 90 | 90 | 90 | $T_{wo} \geq 65$ |
| 2 | 90 | 90 | - | $60 \leq T_{wo} < 65$ |
| 3 | 60 | 60 | 60 | $55 \leq T_{wo} < 60$ |
| 4 | 60 | 60 | - | $T_{wo} \leq 55$ |

จากตารางที่ 3.1 โหมดการทำงานที่ 1 (Mode 1) พัดลมทั้ง 3 ตัว ทำงานที่ 90 เปอร์เซ็นต์ เมื่ออุณหภูมิน้ำทางออกของหม้อน้ำ (T_{wo}) มีค่ามากกว่า 65 องศาเซลเซียส, โหมดการทำงานที่ 2 (Mode 2) พัดลม 2 ตัว ทำงานที่ 90 เปอร์เซ็นต์ เมื่ออุณหภูมิน้ำทางออกของหม้อน้ำ (T_{wo}) อยู่ระหว่าง 60 ถึง 65 องศาเซลเซียส, โหมดการทำงานที่ 3 (Mode 3) พัดลม 3 ตัว ทำงานที่ 60 เปอร์เซ็นต์ เมื่ออุณหภูมิน้ำทางออกของหม้อน้ำ (T_{wo}) อยู่ระหว่าง 55 ถึง 60 องศาเซลเซียส และ โหมดการทำงานที่ 4 (Mode 4) พัดลม 3 ตัว ทำงานที่ 60 เปอร์เซ็นต์ เมื่ออุณหภูมิน้ำทางออกของหม้อน้ำ (T_{wo}) มีค่ามากกว่า 65 องศาเซลเซียส

3.5.1 ฟังก์ชันการเป็นสมาชิกของอินพุต (Input membership function)

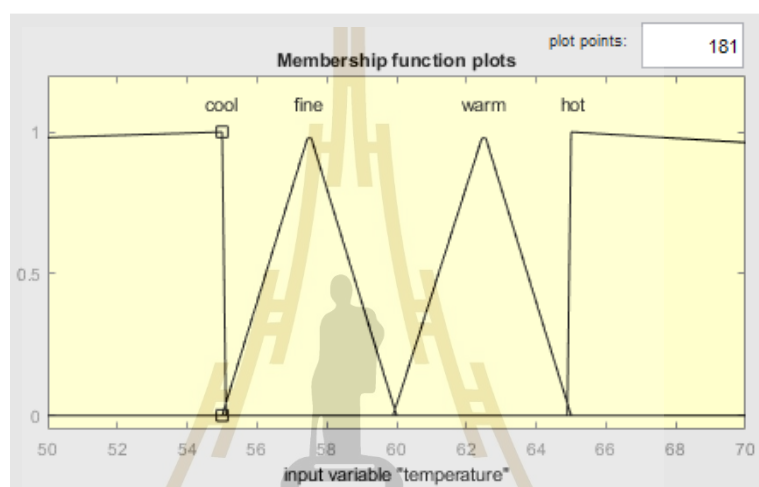
กำหนดค่าความเป็นสมาชิกของอินพุต ในงานวิจัยนี้ระบบควบคุมรับอินพุตเดียว (Single input) จากอุณหภูมิน้ำทางออกของหม้อน้ำ ซึ่งเป็นค่าอินพุตชัดเจน (Crisp input) แล้วนิยามให้เป็นค่าอินพุตคลุมเครือ (Fuzzy input) โดยใช้ฟังก์ชันสามเหลี่ยม (trimf) ในการออกแบบได้ดังนี้

ตารางที่ 3.2 ฟังก์ชันการเป็นสมาชิกของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็น

| T_{wo} (°C) (Crisp input) | trimf (Fuzzification) | Variable input (Fuzzy input) |
|--------------------------------|--------------------------|---------------------------------|
| ≥ 65 | [65 65 200] | hot |
| 60 - 65 | [59.9 62.5 65] | warm |
| 55 - 60 | [55 57.5 60] | fine |
| ≤ 55 | [-200 55 55] | cool |

จากตารางที่ 3.2 ถ้าอุณหภูมิน้ำทางออกของหม้อน้ำมากกว่า 65 องศาเซลเซียส จะนิยามชื่อสถานะว่า hot โดยกำหนดค่าพารามิเตอร์ของฟังก์ชันเป็น [65 65 200], หากอุณหภูมิอยู่ระหว่าง 60

- 65 องศาเซลเซียส นิยามชื่อว่า warm ค่าพารามิเตอร์ของฟังก์ชันเป็น [59.9 62.5 65], ถ้าน้ำทางออกอยู่ระหว่าง 55 – 60 องศาเซลเซียส นิยามชื่อว่า fine ค่าพารามิเตอร์ของฟังก์ชันเป็น [55 57.5 60] และ ถ้าอุณหภูมิน้ำทางออกของหม้อน้ำน้อยกว่า 55 องศาเซลเซียส จะนิยามชื่อสถานะว่า cool โดยกำหนดค่าพารามิเตอร์ของฟังก์ชันเป็น [-200 55 55] เพื่อป้องกันการการทำงานที่ผิดพลาดของระบบควบคุมจากอินพุตอยู่นอกเหนือขอบเขต จึงออกแบบเพื่ออุณหภูมิที่ขอบบน + 200 องศาเซลเซียส และขอบล่างที่ -200 องศาเซลเซียส จะได้ดังรูปที่ 3.14



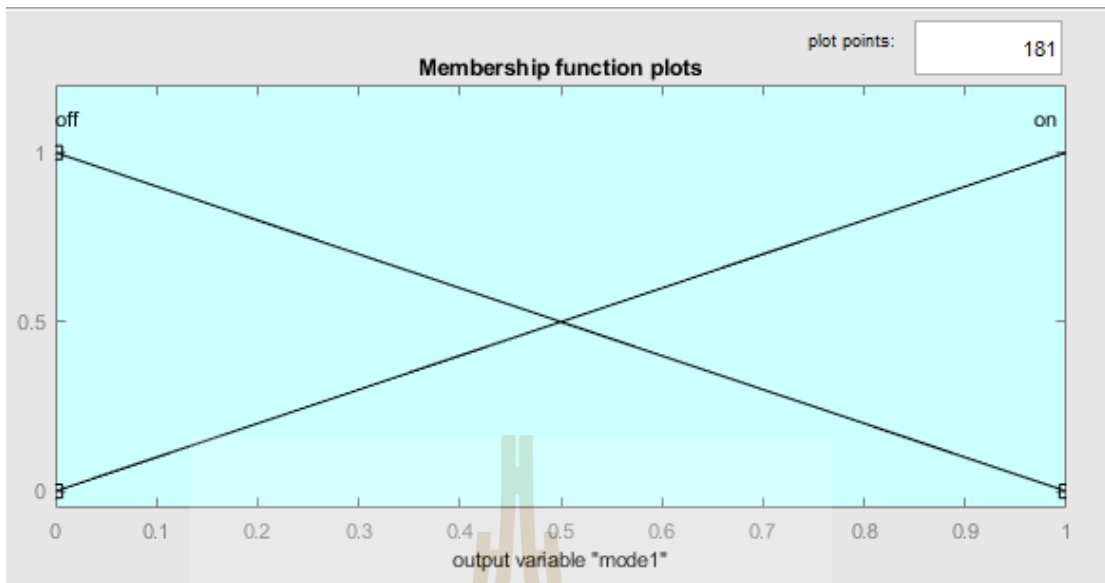
รูปที่ 3.14 ฟังก์ชันการเป็นสมาชิกของอินพุต (Input membership function)

3.5.2 ฟังก์ชันการเป็นสมาชิกของเอาต์พุต (Output membership function)

เอาต์พุตที่ออกจากระบบควบคุมมีทั้งหมด 4 ตัว (Multi output) ซึ่งจะตัดสินใจการทำงานของพัดลมจากอุณหภูมิว่า ต้องทำงานที่โหมดใด โดยตัดสินใจจากเอาต์พุตคลุมเครือ (Fuzzy output) ในที่นี้หมายถึงการเปิด - ปิดของแต่ละโหมด ผ่าน Defuzzification เป็นเอาต์พุตชัดเจน (Crisp output) ดังแสดงในตาราง 3.3

ตารางที่ 3.3 ฟังก์ชันการเป็นสมาชิกของเอาต์พุต

| Variable output (Fuzzy output) | trimf (Fuzzification) | On-off mode (Crisp output) |
|-----------------------------------|--------------------------|-------------------------------|
| off | [0 0 1] | 0 |
| on | [0 1 1] | 1 |



รูปที่ 3.15 ฟังก์ชันการเป็นสมาชิกของเอาต์พุต (Output membership function)

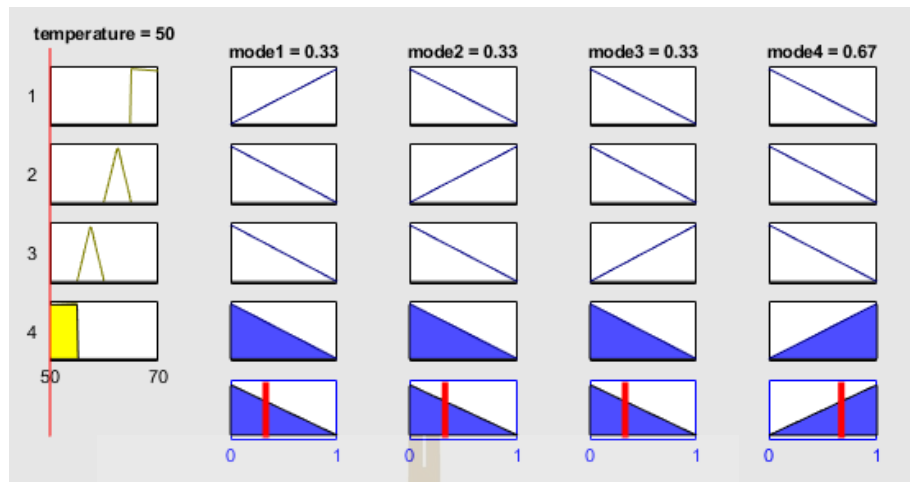
3.5.3 กำหนดกฎฟัซซี (Fuzzy rules)

กำหนดกฎการควบคุมแบบฟัซซี เมื่อบอร์ดไมโครคอนโทรลเลอร์อ่านค่าอุณหภูมิน้ำทางออกจากหม้อน้ำ แล้วทำการประมาณฟัซซีแบบแมมดานิ (Mamdani fuzzy inference system) พิจารณาโหมดการทำงานของพัดลมควรเป็นโหมดใด โดยกำหนดกฎของฟัซซี ดังนี้

ตารางที่ 3.4 กำหนดกฎของฟัซซี (Fuzzy rules)

| | $T_{h,out}$ | Variable input | T | Variable output | | | | On-off mode | | | |
|---|-------------|----------------|---|-----------------|---|---|---|-------------|-----|-----|-----|
| | | | | 1 | 2 | 3 | 4 | 1 | 2 | 3 | 4 |
| I | ≥ 65 | hot | H | 1 | 0 | 0 | 0 | on | off | off | off |
| F | 60 - 65 | warm | E | 0 | 1 | 0 | 0 | off | on | off | off |
| | 55 - 60 | fine | N | 0 | 0 | 1 | 0 | off | off | on | off |
| | ≤ 55 | cool | | 0 | 0 | 0 | 1 | off | off | off | on |

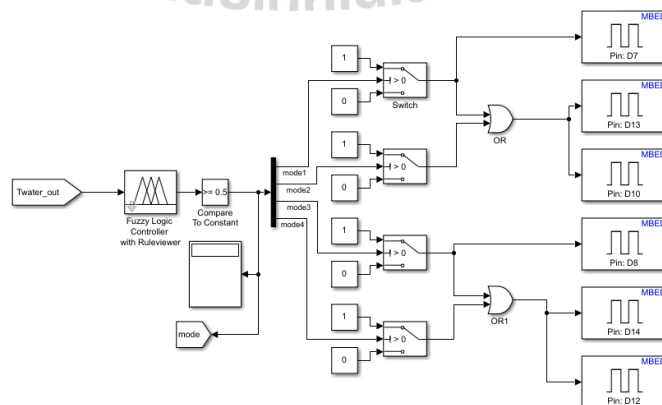
จากตารางที่ 3.4 เมื่ออุณหภูมิน้ำทางออกของหม้อน้ำมีค่ามากกว่า 65 องศาเซลเซียส ฟัซซีจะประเมินว่าอุณหภูมินั้นอยู่ในสภาวะ hot จากนั้น ประมวลผลและเฉลี่ยค่าน้ำหนักว่าสมควรให้โหมดใดทำงาน ออกมาเป็นค่าเอาต์พุตชัดเจนที่ 0 ถึง 1 ในแต่ละโหมดการทำงาน ดังรูปที่ 3.16



รูปที่ 3.16 Fuzzy rules viewer

3.5.4 การใช้งานฟัซซีร่วมกับชุดควบคุมในโปรแกรม MATLAB - Simulink

ในงานวิจัยนี้ใช้โปรแกรม MATLAB ในส่วน Simulink ร่วมกับชุดควบคุมด้วย Support package สำหรับ STM32 Nucleo board ในการสั่งการพัดลม ดังแสดงในรูป 3.18 โดยบล็อก Fuzzy logic controller รับค่าอุณหภูมิน้ำทางออกหม้อน้ำที่ได้จากเซ็นเซอร์ จากนั้นทำการประเมินตามกฎที่ได้ออกแบบไว้ จากที่กล่าวถึงระบบควบคุมแบบฟัซซีข้างต้น ค่าเอาต์พุตที่ออกจากฟัซซีเป็นค่า 0 – 1 ในแต่ละโหมดการทำงาน จึงได้ใช้บล็อก Compare to constant ที่มากกว่าหรือเท่ากับ 0.5 ถ้าหากการประเมินด้วยฟัซซีมีค่ามากกว่าหรือเท่ากับ 0.5 จะส่งค่าแบบ Boolean เป็นจริง ถ้ามีค่าน้อยกว่าจะส่งค่าเท็จ เข้าสู่ Switch block ถ้าเป็นจริงจะส่งค่า 1 ให้กับบล็อก Digital write ของบอร์ด เพื่อสั่งการให้บอร์ดไมโครคอนโทรลเลอร์ จ่ายไฟให้กับโมดูลรีเลย์ ให้วงจรปิด (Close circuit) ทำให้พัดลมในแต่ละตัวทำงานตามวงจรไฟฟ้างดังรูปที่ 3.12



รูปที่ 3.17 แผนภาพ Block diagram ในการสั่งงานพัดลมไฟฟ้า

ระบบควบคุมแบบฟuzzyลอจิก มีการตัดสินใจในการสั่งงานพัดลมไฟฟ้าทั้ง 3 ตัว โดยอ้างอิงการตัดสินใจของมนุษย์ ทำให้ระบบควบคุมนี้สามารถจัดการกับความไม่แน่นอนเชิงเส้นของความร้อนที่เกิดขึ้นจากการใช้งานได้ อีกทั้งเงื่อนไขในการทำงานของพัดลมมีการออกแบบให้มีพัดลม 1 ตัวพักการทำงานในกรณีไม่ต้องการการระบายความร้อนที่สูง ลดการใช้พลังงานและช่วยยืดอายุการทำงานของพัดลม

3.6 การทดลอง

3.6.1 ทดสอบความสามารถอุปกรณ์ในการระบายความร้อน (Static test)

เนื่องด้วยชุดทดลองที่ใช้งานวิจัย เป็นอุปกรณ์ในระบบความร้อนที่ผ่านการใช้งานในรถบัสโดยสารเครื่องยนต์สันดาป นำมาประกอบเป็นชุดทดสอบ ในกระบวนการก่อนการออกแบบระบบควบคุมแบบฟuzzyได้นั้น จำเป็นต้องทราบขอบเขตความสามารถของอุปกรณ์หรือระบบระบายความร้อนที่มีอยู่ โดยตัวแปรต้นของระบบที่สามารถควบคุมได้ ได้แก่ อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำ (\dot{m}_w) และอัตราการไหลของอากาศ (\dot{m}_a) ซึ่งมีผลมาจากการควบคุมปั้มน้ำและพัดลมระบายความร้อนตามลำดับ แบ่งการทดลองเป็น 3 ชุด ตามความเร็วรอบการหมุนของปั้มน้ำ ซึ่งแต่ละความเร็วรอบการหมุน ทำการปรับเปลี่ยนจำนวนและความเร็วรอบของพัดลม ตามเปอร์เซ็นต์ของความเร็วสูงสุดที่พัดลมสามารถทำได้ ดังตารางที่ 3.5 เพื่อดูพฤติกรรมของระบบระบายความร้อนผ่านค่าตัวแปรตามคือ อัตราการถ่ายเทความร้อนออกจากน้ำหล่อเย็น (\dot{Q}_{ex})

ตารางที่ 3.5 ออกแบบการทดลองหาความสามารถในการระบายความร้อน

| No. | Pump speed (rpm) | Fans operation (%) | | |
|-----|---------------------|--------------------|----|----|
| | | 1 | 2 | 3 |
| 1 | 800 | 85 | 85 | 85 |
| 2 | | 60 | 60 | 60 |
| 3 | | 85 | 85 | 85 |
| 4 | | 60 | 60 | 60 |
| 5 | 1000 | 85 | 85 | 85 |
| 6 | | 60 | 60 | 60 |
| 7 | | 85 | 85 | 85 |
| 8 | | 60 | 60 | 60 |
| 9 | 1200 | 85 | 85 | 85 |
| 10 | | 60 | 60 | 60 |
| 11 | | 85 | 85 | 85 |
| 12 | | 60 | 60 | 60 |

3.6.2 ทดสอบระบบควบคุมการระบายความร้อน (Dynamic test)

จากผลการทดสอบแบบ Static test นำไปสู่การสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ และออกแบบระบบควบคุม โดยกำหนดเงื่อนไขให้อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นคงที่ การทดสอบระบบควบคุมเพื่อดูผลตอบสนองของพัดลมที่เปลี่ยนไปตามอุณหภูมิน้ำทางออกของหม้อน้ำ เป็นไปตามกฎฟัซซีที่ได้ออกแบบไว้ดังตารางที่ 3.4 หรือไม่ รวมถึงความสามารถในการระบายความร้อน โดยที่น้ำหล่อที่ทางออกหม้อน้ำไม่เกิน 70 °C

3.7 สรุป

การดำเนินงานวิจัยในการออกแบบระบบควบคุมพัดลมไฟฟ้าในระบบระบายความร้อนที่นำเอาอุปกรณ์ที่ผ่านการใช้งานมาแล้วนั้น จำเป็นต้องประมาณการแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ภายใต้วัตุประสงค์ที่มีอยู่ เพื่อให้ทราบถึงพฤติกรรมและความสามารถของระบบระบายความร้อน นำไปสู่การออกแบบระบบควบคุม โดยแบ่งเป็นขั้นตอนดังนี้

ขั้นตอนที่ 1 ออกแบบและสร้างชุดทดลองระบบระบายความร้อนชุดแบตเตอรี่ไฟฟ้า โดยในงานวิจัยนี้จำลองแหล่งความร้อนเป็นหม้อต้มน้ำ ระบายความร้อนที่หม้อน้ำ ด้วยพัดลมไฟฟ้า

ขั้นตอนที่ 2 ทดสอบความสามารถในการแลกเปลี่ยนความร้อนของอุปกรณ์ เนื่องจากระบบระบายความร้อนประกอบด้วยชุดอุปกรณ์ที่มีอยู่นั้น ผ่านการใช้งานในรถบัสเครื่องยนต์สันดาป จำเป็นต้องทดสอบเพื่อหาขอบเขตและความสามารถในการระบายความร้อน

ขั้นตอนที่ 3 ประมาณการแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบระบายความร้อน และประมาณพารามิเตอร์ที่เกี่ยวข้องด้วยแอปพลิเคชัน Parameter estimation ของโปรแกรม MATLAB สำหรับตรวจสอบแบบจำลองให้ถูกต้องเทียบกับค่าที่ได้จากระบบจริง

ขั้นตอนที่ 4 ออกแบบระบบควบคุมแบบฟัซซี ด้วยแอปพลิเคชัน Fuzzy logic designer ของโปรแกรม MATLAB โดยให้อุณหภูมิทางออกของหม้อน้ำเป็นอินพุตในการตัดสินใจของฟัซซี

ขั้นตอนที่ 5 ทดสอบระบบควบคุม จากผลการตอบสนองของการทำงานพัดลมเป็นไปตามกฎที่ออกแบบ และค่าอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นที่ทางออกของหม้อน้ำ ด้วยโปรแกรม MATLAB – Simulink

ขั้นตอนที่ 6 ทดสอบการควบคุมในระบบจริง นำเอาการควบคุมแบบฟัซซีไปใช้ในการควบคุมพัดลมโดยรับค่าอินพุตจากเซ็นเซอร์วัดอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นที่ทางออกหม้อน้ำ

ขั้นตอนที่ 7 วิเคราะห์และสรุปผลการทดลอง

บทที่ 4

ผลการวิจัยและอภิปรายผล

4.1 บทนำ

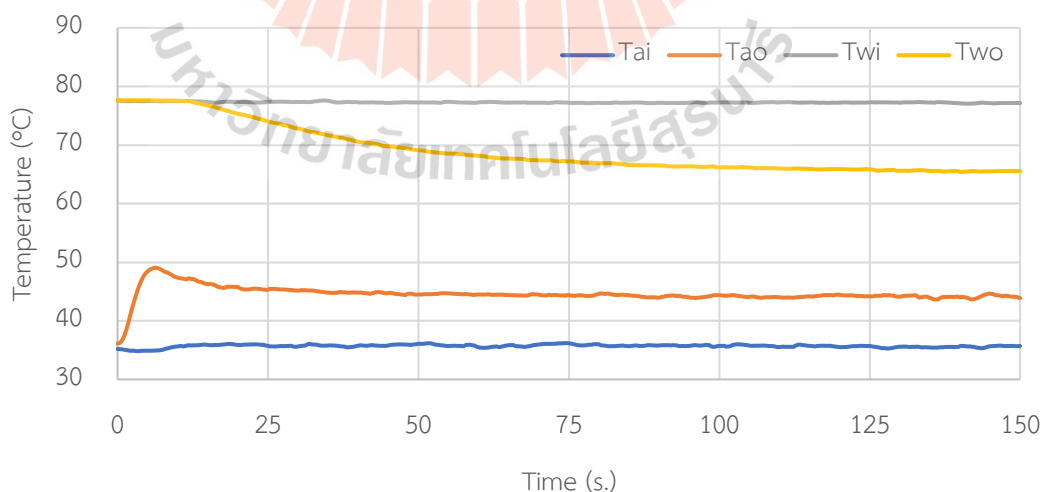
ในบทนี้นำเสนอการตรวจสอบความสามารถในการระบายความร้อนของชุดอุปกรณ์ ค่าที่ได้จากกระบวนการประมาณพารามิเตอร์ (Parameter estimator) ร่วมกับแบบจำลองสำหรับตรวจสอบความถูกต้อง และเปรียบเทียบผลตอบสนองระหว่างแบบจำลองระบบระบายความร้อน กับผลตอบสนองที่เกิดขึ้นจริงจากการทดสอบแบบพลวัต (Dynamic) ที่เกิดการเปลี่ยนแปลงเนื่องจากการทำงานของระบบควบคุม

4.2 ความสามารถในการระบายความร้อน (Static test)

4.2.1 ป้อนน้ำหมุนที่ความเร็ว 800 rpm

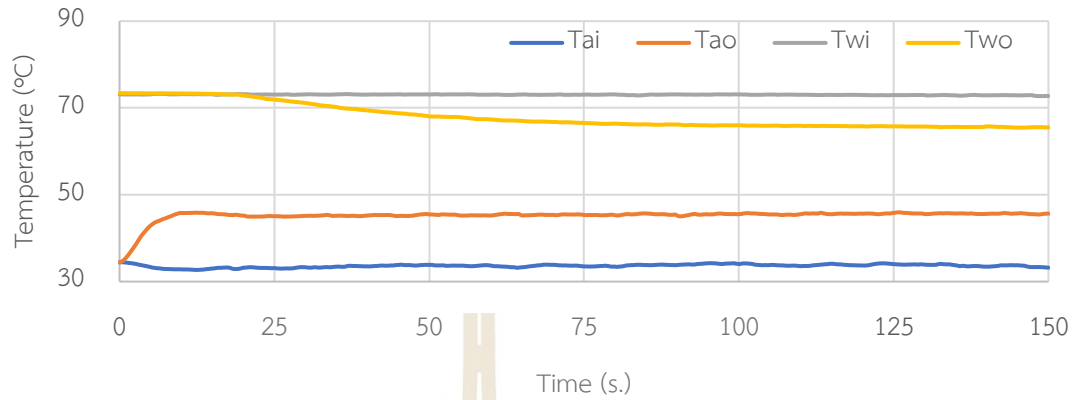
สำหรับการทดสอบความสามารถในการระบายความร้อนของชุดทดลอง ลำดับแรกทำการรักษาความเร็วรอบการหมุนของปั๊มน้ำที่ 800 rpm ด้วยระบบควบคุมแบบ PID ได้อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำอยู่ที่ 0.42 kg/s จากนั้นเปลี่ยนแปลงการทำงานของพัดลมดังนี้

- 1) พัดลมทั้ง 3 ตัวทำงานที่ 85% (3-85%)



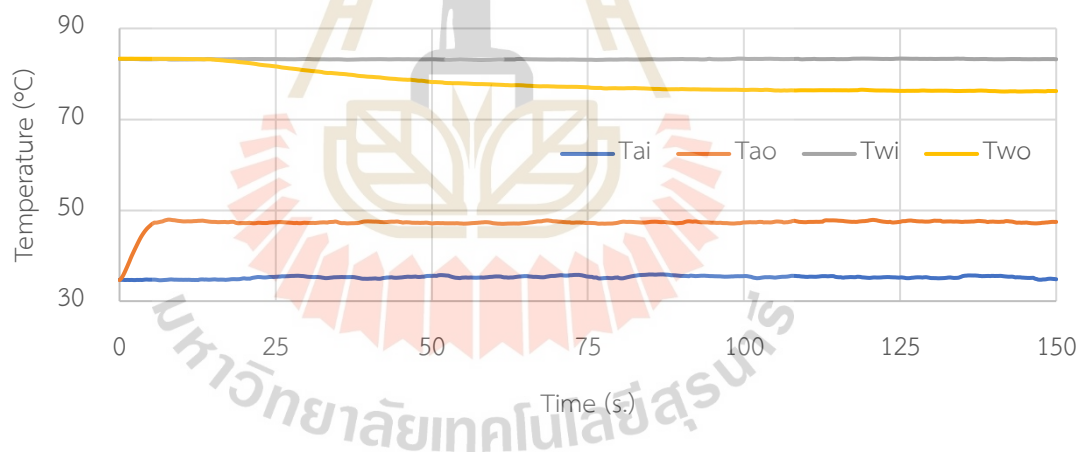
รูปที่ 4.1 อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นและอากาศที่พัดลม 3 ตัวทำงาน 85 เปอร์เซ็นต์ 800 rpm

2) พัดลมทั้ง 3 ตัวทำงานที่ 60% (3-60%)



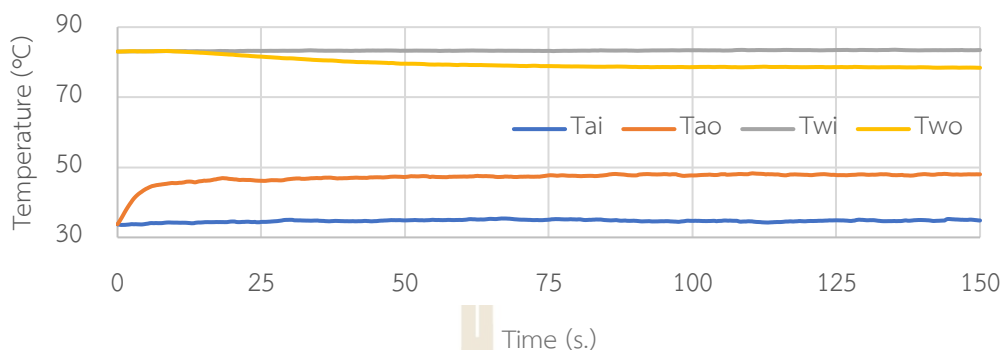
รูปที่ 4.2 อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นและอากาศที่พัดลม 3 ตัวทำงาน 60 เปอร์เซ็นต์ 800 rpm

3) พัดลม 2 ตัวทำงานที่ 85% (2-85%)



รูปที่ 4.3 อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นและอากาศที่พัดลม 2 ตัวทำงาน 85 เปอร์เซ็นต์ 800 rpm

4) พัดลม 2 ตัวทำงานที่ 60% (2-60%)



รูปที่ 4.4 อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นและอากาศที่พัดลม 2 ตัวทำงาน 60 เปอร์เซ็นต์ 800 rpm

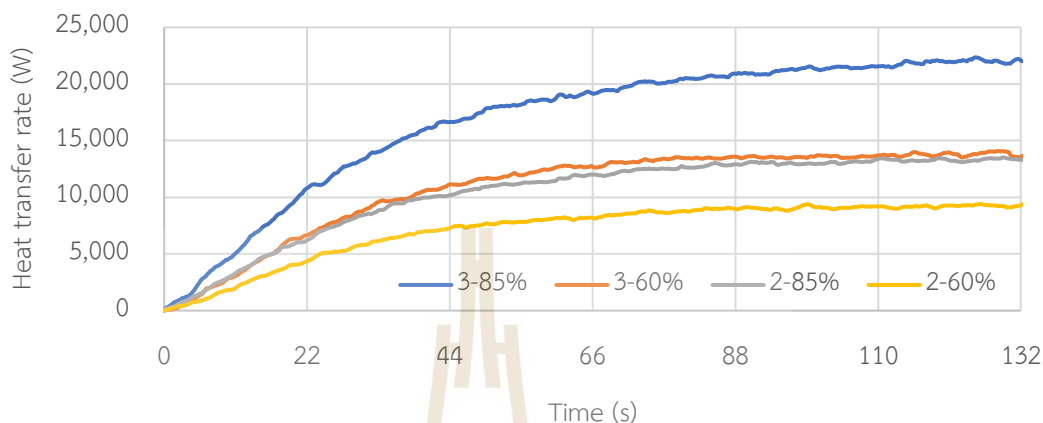
จากผลการทดสอบการเปลี่ยนแปลงความเร็วรอบพัดลม โดยที่ยังรักษาความเร็วรอบการหมุนของปั้มน้ำไว้ที่ 800 rpm ให้อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำคงที่ที่ 0.42 kg/s จากนั้นดำเนินการเปลี่ยนแปลงการทำงานของพัดลมดังที่กล่าวไว้ข้างต้น อุณหภูมิที่ตรวจวัดและอัตราการระบายความร้อนในช่วงสภาวะคงตัวดัง แสดงในตารางที่ 4.1

ตารางที่ 4.1 ผลการตอบสนองของระบบระบายความร้อนที่สภาวะคงตัวที่ปั้มน้ำหมุน 800 rpm

| No. | Fans operation | Air | | | | Water | | | | |
|-----|----------------|--------------------|---------------|---------------|-------------------|--------------------|---------------|---------------|-------------------|------------------|
| | | \dot{m}_a (kg/s) | T_{ai} (°C) | T_{ao} (°C) | ΔT_a (°C) | \dot{m}_w (kg/s) | T_{wi} (°C) | T_{wo} (°C) | ΔT_w (°C) | \dot{Q}_w (kW) |
| 1 | 3-85% | 2.88 | 35.63 | 44.16 | 8.54 | 0.45 | 77.24 | 65.79 | 11.45 | 21.64 |
| 2 | 3-60% | 1.95 | 33.78 | 45.64 | 11.85 | 0.45 | 72.97 | 65.74 | 7.23 | 13.66 |
| 3 | 2-85% | 1.92 | 35.27 | 47.48 | 12.21 | 0.45 | 83.28 | 76.31 | 6.97 | 13.17 |
| 4 | 2-60% | 1.30 | 34.74 | 47.92 | 13.18 | 0.45 | 83.43 | 78.57 | 4.86 | 9.19 |

จากลักษณะทางกายภาพของพฤติกรรมอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นที่ทางออกของหม้อน้ำ ทำให้ในช่วงเวลาแรกเริ่ม หลังจากสั่งการให้พัดลมทำงานยังคงอยู่ในสภาวะคงตัวประมาณ 15-20 วินาที ก่อนที่อุณหภูมิทางออกจะลดลงไปจนถึงสภาวะการคงตัวอีกค่าหนึ่ง ที่ความสามารถของพัดลมในแต่ละการทำงานสามารถทำได้ โดยที่อัตราการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อนคำนวณได้จาก

95% ของอัตราการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยในสภาวะคงตัวต่อระยะเวลาเข้าสู่ช่วงที่กำหนด (Settling time) ดังแสดงในตารางที่ 4.2 และรูปที่ 4.5



รูปที่ 4.5 อัตราการถ่ายเทความร้อนที่ปั้มน้ำหมุน 800 rpm

ตารางที่ 4.2 การเพิ่มขึ้นของอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ 800 rpm

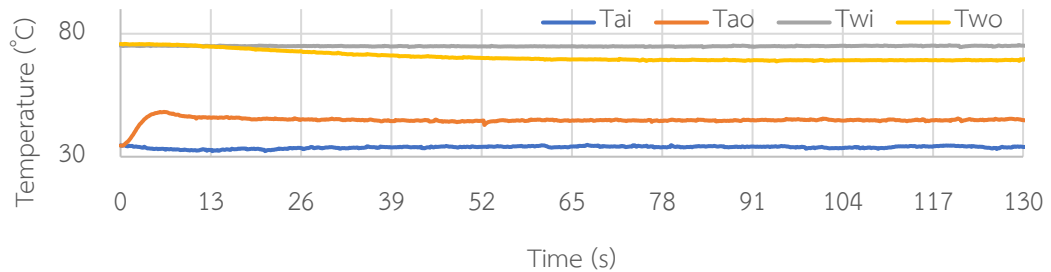
| No. | Fans operation | \dot{m}_a (kg/s) | $\dot{Q}_{95\%}$ (kW) | Settling time (s) | Increasing rate of heat transfer (kW/s) |
|-----|----------------|--------------------|-----------------------|-------------------|---|
| 1 | 3-85% | 2.88 | 20.56 | 83.0 | 0.26 |
| 2 | 3-60% | 1.95 | 12.98 | 68.3 | 0.20 |
| 3 | 2-85% | 1.92 | 12.51 | 74.0 | 0.18 |
| 4 | 2-60% | 1.30 | 8.73 | 78.8 | 0.12 |

จากผลการทดสอบรักษาความเร็วรอบการหมุนของปั้มน้ำที่ 800 rpm และปรับเปลี่ยนความเร็วรอบพัดลมนั้น อัตราการถ่ายเทความร้อนมากที่สุดเท่ากับ 21.64 kW และอัตราการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทเท่ากับ 0.26 kW/s ในสภาวะที่พัดลมทั้ง 3 ตัวหมุนที่ 85% (3-85%)

4.2.2 ปั้มน้ำหมุนที่ความเร็ว 1,000 rpm

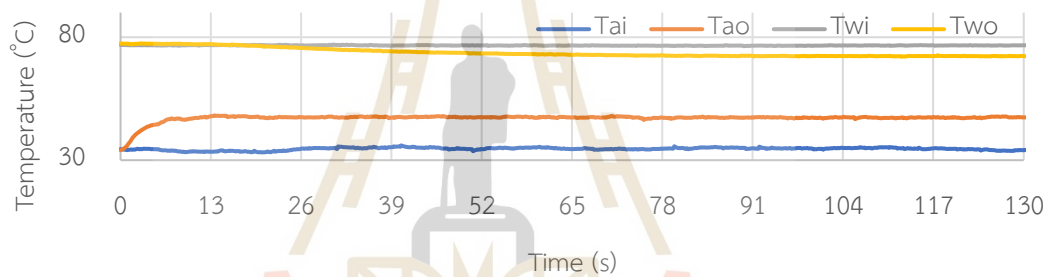
ปรับเปลี่ยนความเร็วรอบการหมุนของปั้มน้ำไปที่ 1,000 rpm ทำให้อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำหล่อเย็นเปลี่ยนเป็น 0.80 kg/s ทำการทดลองปรับเปลี่ยนความเร็วการหมุนของพัดลมดังนี้

1) พัดลมทั้ง 3 ตัวทำงานที่ 85% (3-85%)



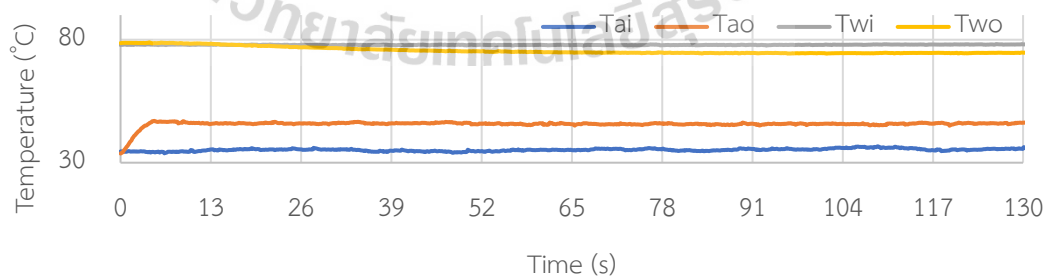
รูปที่ 4.6 อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นและอากาศที่พัดลม 3 ตัวทำงาน 85 เปอร์เซ็นต์ 1,000 rpm

2) พัดลมทั้ง 3 ตัวทำงานที่ 60% (3-60%)



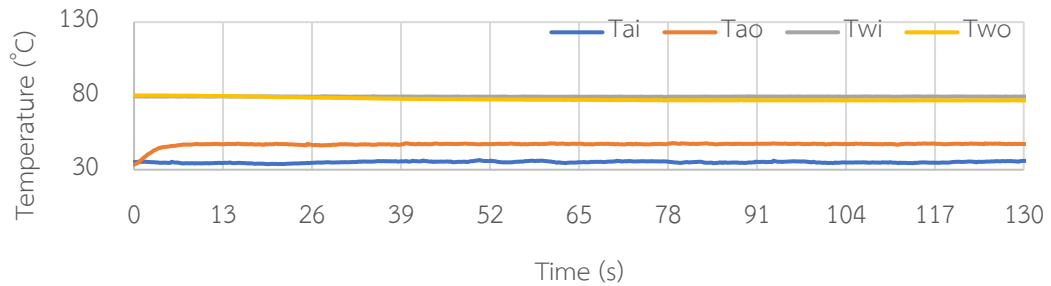
รูปที่ 4.7 อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นและอากาศที่พัดลม 3 ตัวทำงาน 60 เปอร์เซ็นต์ 1,000 rpm

3) พัดลม 2 ตัวทำงานที่ 85% (2-85%)



รูปที่ 4.8 อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นและอากาศที่พัดลม 2 ตัวทำงาน 85 เปอร์เซ็นต์ 1,000 rpm

4) พัดลม 2 ตัวทำงานที่ 60% (2-60%)

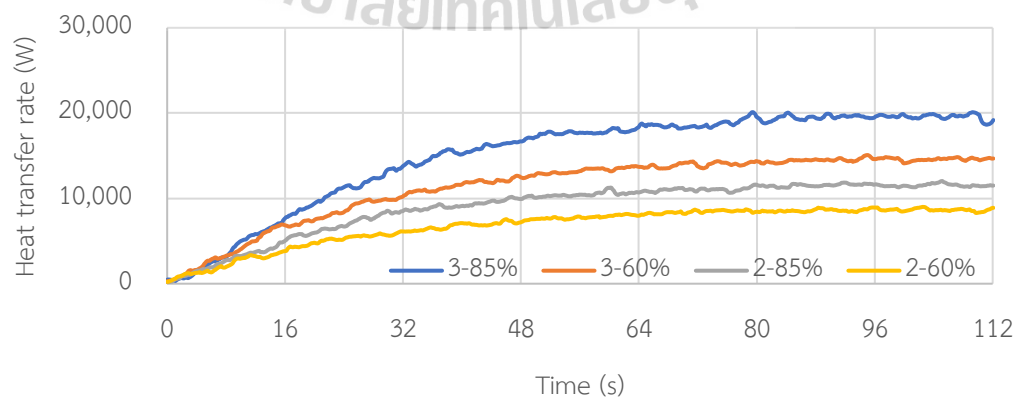


รูปที่ 4.9 อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นและอากาศที่พัดลม 2 ตัวทำงาน 60 เปอร์เซ็นต์ 1,000 rpm

ผลการทดสอบโดยรักษาความเร็วรอบการหมุนของปั้มน้ำไว้ที่ 1,000 rpm ในช่วงสภาวะคงที่ (Steady-state) ค่าอุณหภูมิเฉลี่ยจากการตรวจวัดเป็นไปดังตารางที่ 4.3

ตารางที่ 4.3 ผลการตอบสนองของระบบระบายความร้อนที่สภาวะคงตัวที่ปั้มน้ำหมุน 1,000 rpm

| No. | Fans operation | Air | | | | Water | | | | |
|-----|----------------|--------------------|---------------|---------------|-------------------|--------------------|---------------|---------------|-------------------|------------------|
| | | \dot{m}_a (kg/s) | T_{ai} (°C) | T_{ao} (°C) | ΔT_a (°C) | \dot{m}_w (kg/s) | T_{wi} (°C) | T_{wo} (°C) | ΔT_w (°C) | \dot{Q}_w (kW) |
| 1 | 3-85% | 2.88 | 33.92 | 44.93 | 11.00 | 0.80 | 75.06 | 69.25 | 5.81 | 19.53 |
| 2 | 3-60% | 1.95 | 34.61 | 47.35 | 12.73 | 0.80 | 76.66 | 72.32 | 4.34 | 14.57 |
| 3 | 2-85% | 1.92 | 35.69 | 45.86 | 10.16 | 0.80 | 78.03 | 74.59 | 3.44 | 11.55 |
| 4 | 2-60% | 1.30 | 35.08 | 47.48 | 12.39 | 0.80 | 79.56 | 76.99 | 2.57 | 8.63 |



รูปที่ 4.10 อัตราการถ่ายเทความร้อนที่ปั้มน้ำหมุน 1,000 rpm

ตารางที่ 4.4 การเพิ่มขึ้นของอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ 1,000 rpm

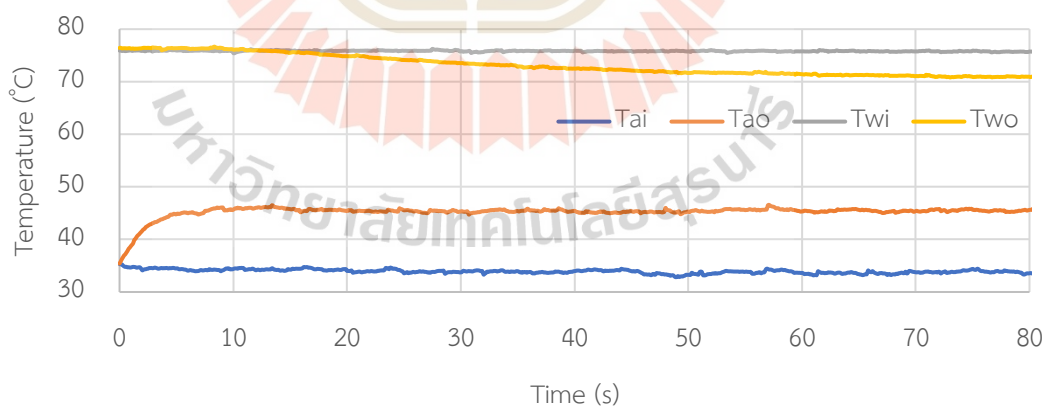
| No. | Fans operation | \dot{m}_a (kg/s) | $\dot{Q}_{95\%}$ (kW) | Settling time (s) | Increasing rate of heat transfer (kW/s) |
|-----|----------------|--------------------|-----------------------|-------------------|---|
| 1 | 3-85% | 2.88 | 18.56 | 74.5 | 0.25 |
| 2 | 3-60% | 1.95 | 13.84 | 65.5 | 0.21 |
| 3 | 2-85% | 1.92 | 10.97 | 66.7 | 0.16 |
| 4 | 2-60% | 1.30 | 8.20 | 65.0 | 0.13 |

จากผลการทดสอบลำดับที่ 2 ทำการหมุนปั๊มน้ำที่ความเร็วรอบ 1,000 rpm อัตราการถ่ายเทความร้อนรวมถึงอัตราการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อน มีค่า 19.53 kW และ 0.25 kW/s ตามลำดับ เกิดขึ้น ณ การทำงานที่พัฒนาทั้ง 3 ตัวทำงานที่ 85% (3-85%) เช่นเดียวกับการหมุนปั๊มน้ำที่ 800 rpm

4.2.3 ปั๊มน้ำหมุนที่ความเร็ว 1,200 rpm

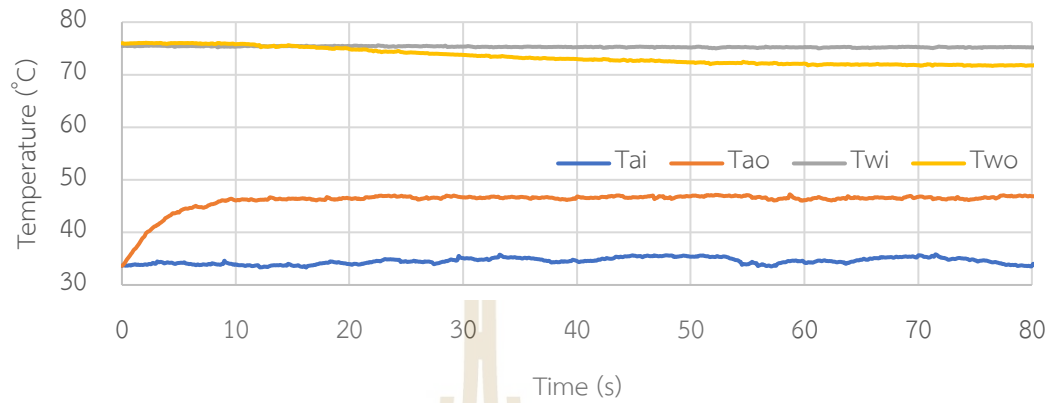
ทดสอบความสามารถในการระบายความร้อนโดยปรับเปลี่ยนความเร็วรอบการหมุนของปั๊มน้ำเป็น 1,200 rpm จะได้อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำหล่อเย็นเป็น 1.11 kg/s จากนั้นแปลงการหมุนของพัดลมตามเปอร์เซ็นต์การทำงานดังนี้

- 1) พัฒนาทั้ง 3 ตัวทำงานที่ 85% (3-85%)



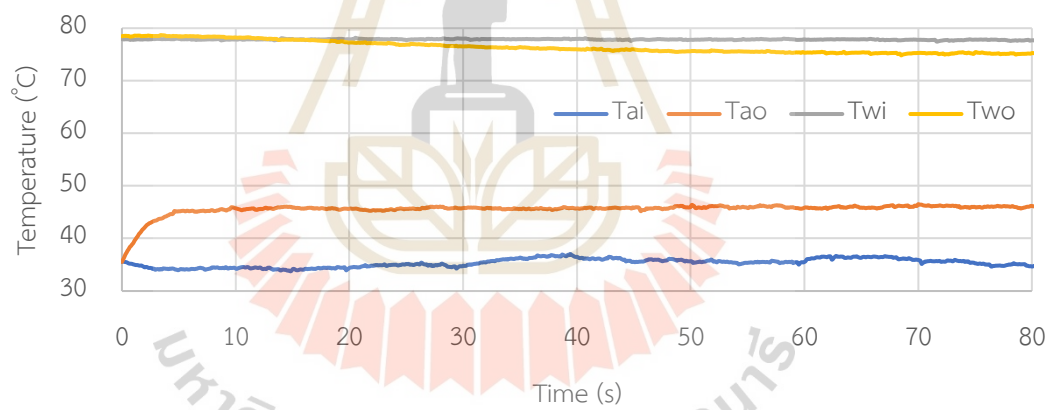
รูปที่ 4.11 อุณหภูมิ น้ำหล่อเย็นและอากาศที่พัฒนา 3 ตัวทำงาน 85 เปอร์เซ็นต์ 1,200 rpm

2) พัดลมทั้ง 3 ตัวทำงานที่ 60% (3-60%)



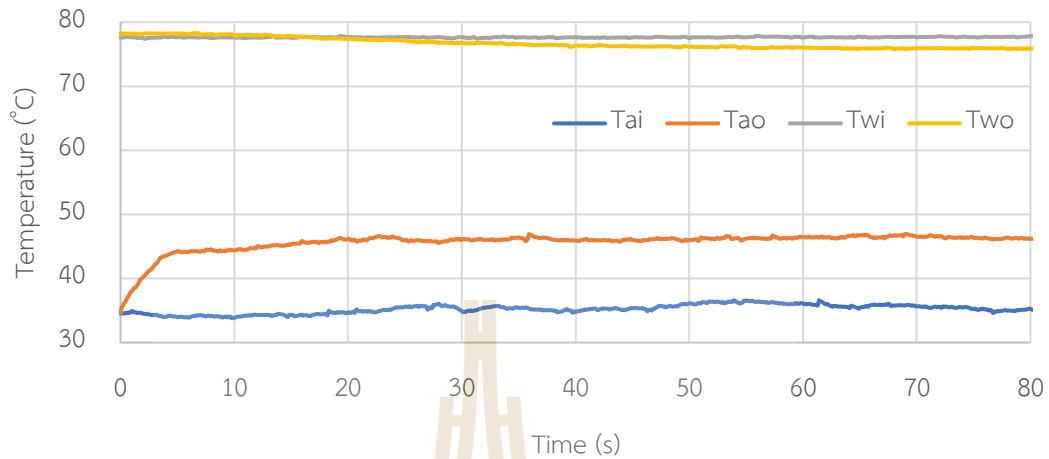
รูปที่ 4.12 อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นและอากาศที่พัดลม 3 ตัวทำงาน 60 เปอร์เซ็นต์ 1,200 rpm

3. พัดลม 2 ตัวทำงานที่ 85% (2-85%)



รูปที่ 4.13 อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นและอากาศที่พัดลม 2 ตัวทำงาน 85 เปอร์เซ็นต์ 1,200 rpm

4) พัดลม 2 ตัวทำงานที่ 60% (2-60%)

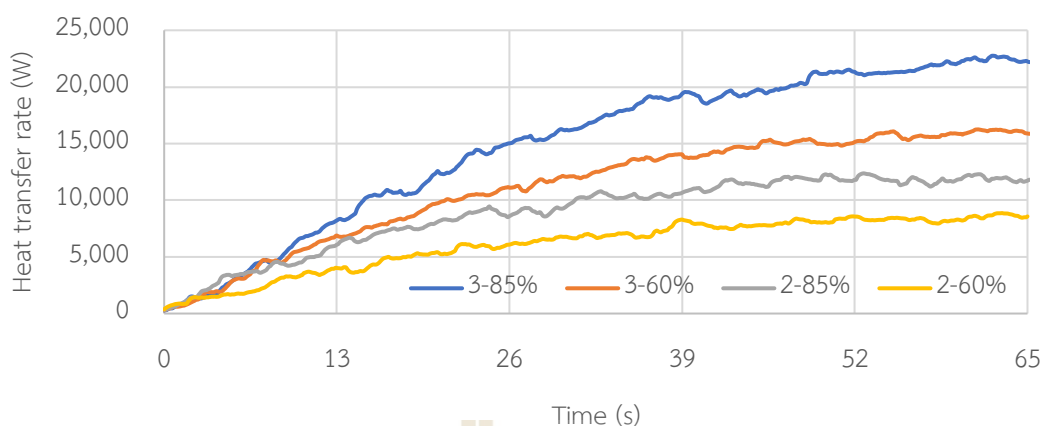


รูปที่ 4.14 อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นและอากาศที่พัดลม 2 ตัวทำงาน 60 เปอร์เซ็นต์ 1,200 rpm

ผลการทดลองโดยการรักษาความเร็วรอบ 800 rpm และปรับเปลี่ยนเปอร์เซ็นต์การทำงานของพัดลม ในช่วงสภาวะคงตัวที่อุณหภูมิน้ำทางเข้าและทางออกของหม้อน้ำไม่เกิดการเปลี่ยนแปลงดังแสดงในตารางที่ 4.5

ตารางที่ 4.5 ผลการตอบสนองของระบบระบายความร้อนที่สภาวะคงตัวที่ปั๊มน้ำหมุน 1,200 rpm

| No. | Fans operation | Air | | | | Water | | | | |
|-----|----------------|-----------------------|------------------|------------------|----------------------|-----------------------|------------------|------------------|----------------------|---------------------|
| | | \dot{m}_a (kg/s) | T_{ai} (°C) | T_{ao} (°C) | ΔT_a (°C) | \dot{m}_w (kg/s) | T_{wi} (°C) | T_{wo} (°C) | ΔT_w (°C) | \dot{Q}_w (kW) |
| 1 | 3-85% | 2.88 | 33.86 | 45.50 | 11.64 | 1.11 | 75.76 | 70.98 | 4.78 | 22.28 |
| 2 | 3-60% | 1.95 | 34.62 | 46.62 | 12.00 | 1.11 | 75.22 | 71.81 | 3.41 | 15.89 |
| 3 | 2-85% | 1.92 | 35.31 | 46.08 | 10.77 | 1.11 | 77.74 | 75.21 | 2.53 | 11.79 |
| 4 | 2-60% | 1.30 | 35.29 | 46.36 | 11.07 | 1.11 | 77.70 | 75.91 | 1.79 | 8.34 |



รูปที่ 4.15 อัตราการถ่ายเทความร้อนที่ปั้มน้ำหมุน 1,200 rpm

ตารางที่ 4.6 การเพิ่มขึ้นของอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ 1,200 rpm

| No. | Fans operation | \dot{m}_a (kg/s) | $\dot{Q}_{95\%}$ (kW) | Settling time (s) | Increasing rate of heat transfer (kW/s) |
|-----|----------------|--------------------|-----------------------|-------------------|---|
| 1 | 3-85% | 2.88 | 21.17 | 49.9 | 0.42 |
| 2 | 3-60% | 1.95 | 15.10 | 47.3 | 0.32 |
| 3 | 2-85% | 1.92 | 11.21 | 44.9 | 0.25 |
| 4 | 2-60% | 1.30 | 7.93 | 46.2 | 0.17 |

จากรูปที่ 4.15 การอัตราการระบายความร้อนโดยการปรับเปลี่ยนเงื่อนไขการทำงานของพัดลม มีอัตราการถ่ายเทความร้อนมากที่สุดในการทำงานของพัดลมทั้ง 3 ตัวที่ 85% (3-85%) และในตารางที่ 4.6 แสดงระยะเวลา (Settling time) ในการสู่จุดที่อัตราการแลกเปลี่ยนสภาวะคงตัว ที่ 5% ความคลาดเคลื่อน และอัตราในการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อน (Increasing of heat transfer) โดยที่พัดลม 3 ตัวทำงานที่ 85% (3-85%) มีอัตราการเพิ่มขึ้นของการถ่ายเทความร้อนสูงสุดอยู่ที่ 0.42 kW/s

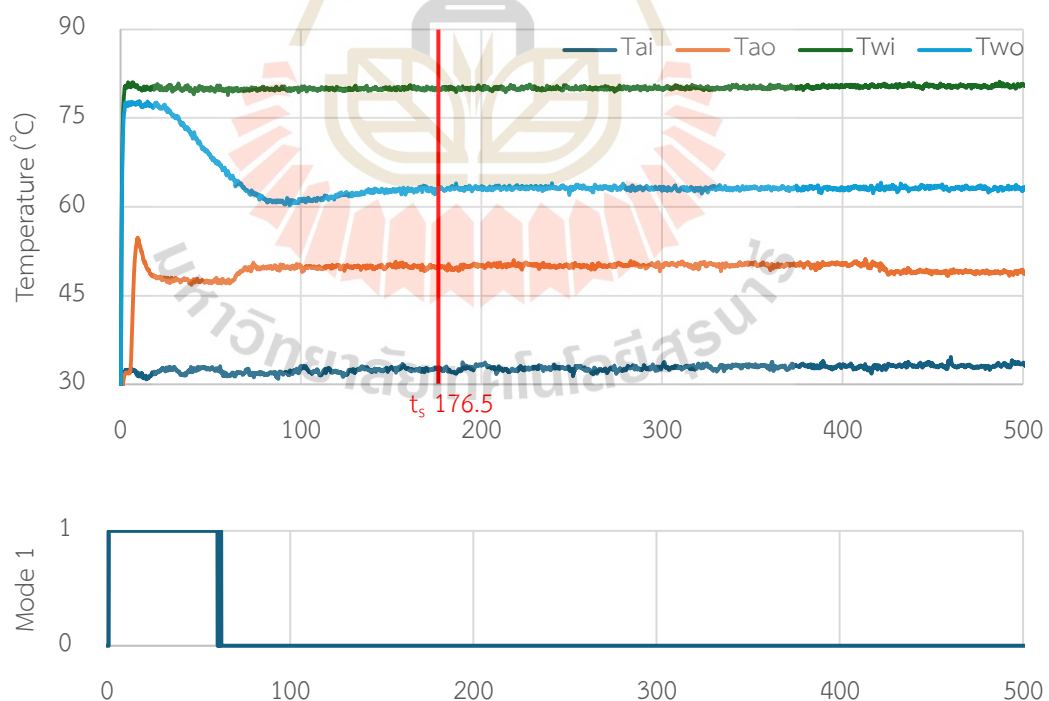
จากการทดสอบประสิทธิภาพในการแลกเปลี่ยนความร้อนของชุดอุปกรณ์ของระบบระบายความร้อนที่มีอยู่นั้น โดยการปรับเปลี่ยนเปอร์เซ็นต์การทำงานของพัดลมในแต่ละความเร็วการหมุนของปั้มน้ำที่ได้นำเสนอมาข้างต้น ทำให้ทราบปัจจัยที่มีอิทธิพลที่มีผลต่อการแลกเปลี่ยนความร้อน คือ อัตราการไหลของอากาศที่เข้าสู่หม้อน้ำและพื้นที่ในการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลทั้ง 2 ชนิด บ่งชี้จากสถานการณ์การทำงานของพัดลมทั้ง 3 ตัว 85% มีอัตราการถ่ายเทความร้อนมากที่สุดที่ทุกความเร็วรอบการหมุนของปั้มน้ำ เนื่องจากมีอัตราการไหลของอากาศมากที่สุดและมี

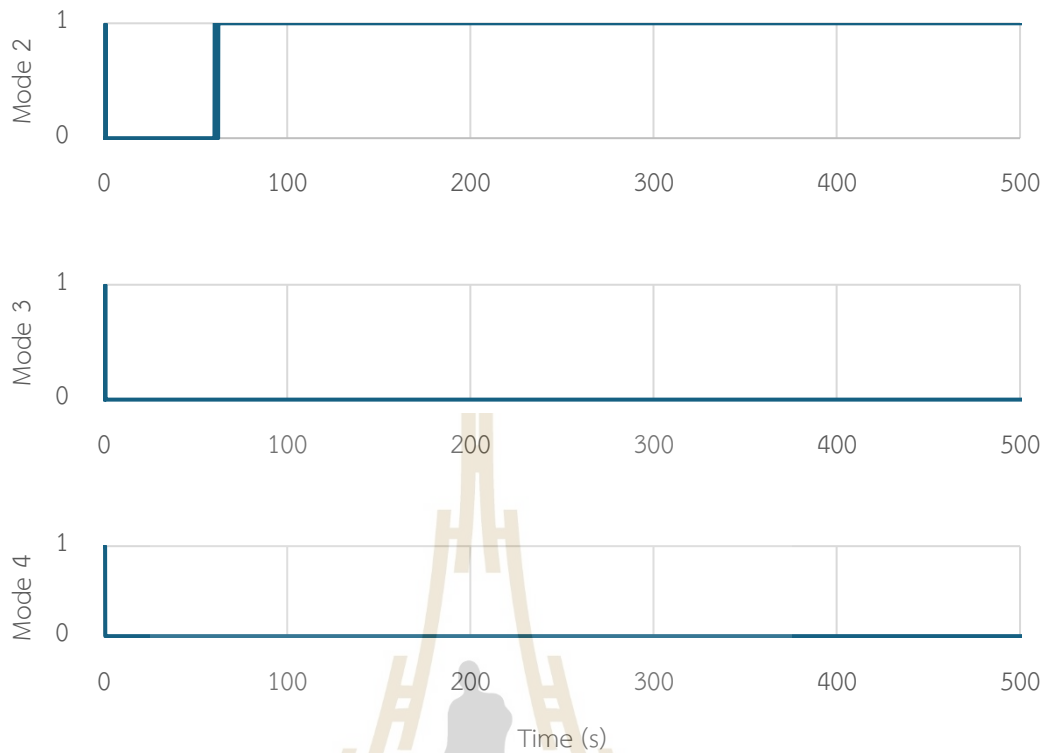
พื้นที่ในการแลกเปลี่ยนความร้อนอันเกิดจากการเปิดพัดลมทั้ง 3 ตัว และที่อัตราการไหลของน้ำเป็นอีกหนึ่งปัจจัยต่ออัตราการระบายความร้อน โดยที่ปั้มน้ำ 1,200 rpm มีอัตราการระบายความร้อนสูงที่สุดเมื่อพิจารณาที่การทำงานของพัดลมทั้ง 3 ตัว 85% (3-85%) ซึ่งที่รอบปั้มน้ำ 800 rpm มีอัตราการถ่ายเทความร้อนใกล้เคียงกับ 1,200 rpm แต่มีค่าความต่างของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นที่ทางเข้าและออก (ΔT_w) มีค่ามากกว่า อีกทั้งที่ปั้มน้ำหมุน 800 rpm ใช้พลังงาน 297.6 วัตต์ ซึ่งน้อยกว่าที่ 1,200 rpm ที่ใช้พลังงาน 352.8 วัตต์ จึงเลือกที่ความเร็วรอบ 800 rpm ในการออกแบบและควบคุมเงื่อนไขการทำงานของพัดลมดังหัวข้อ 3.5

4.3 ผลการทดลองแบบพลวัต (Dynamic test)

ทดสอบระบบควบคุมพัดลมระบายความร้อนในการระบายความร้อนด้วยการควบคุมแบบพีชซี อ้างอิงอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นที่ทางออกของหม้อน้ำ เป็นอินพุตให้กับพีชซีในการสั่งงานพัดลม ด้วยการรักษาความเร็วรอบการหมุนของปั้มน้ำให้คงที่ที่ 800 rpm และปรับเปลี่ยนอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นทางเข้าเป็น 80 75 และ 70 ตามลำดับ เพื่อตรวจสอบการทำงานของพัดลม ได้ผลการทดสอบดังนี้

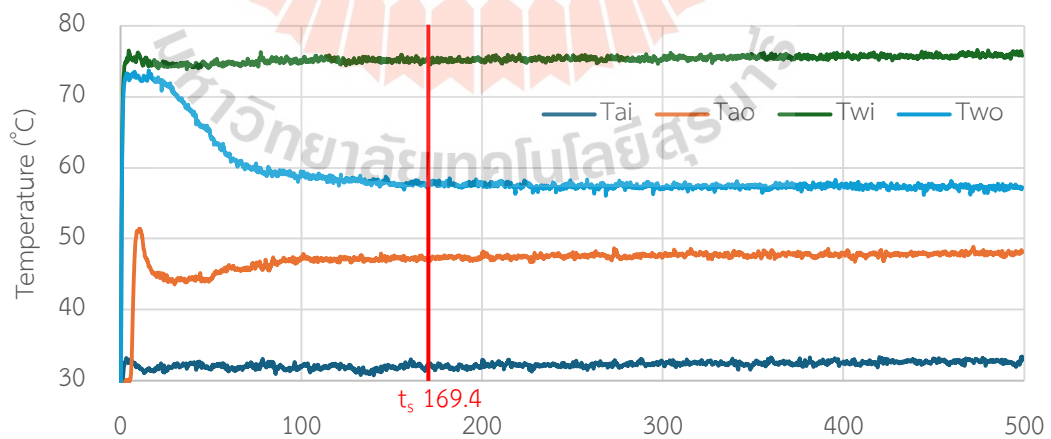
4.3.1 อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นทางเข้าหม้อน้ำ 80 °C

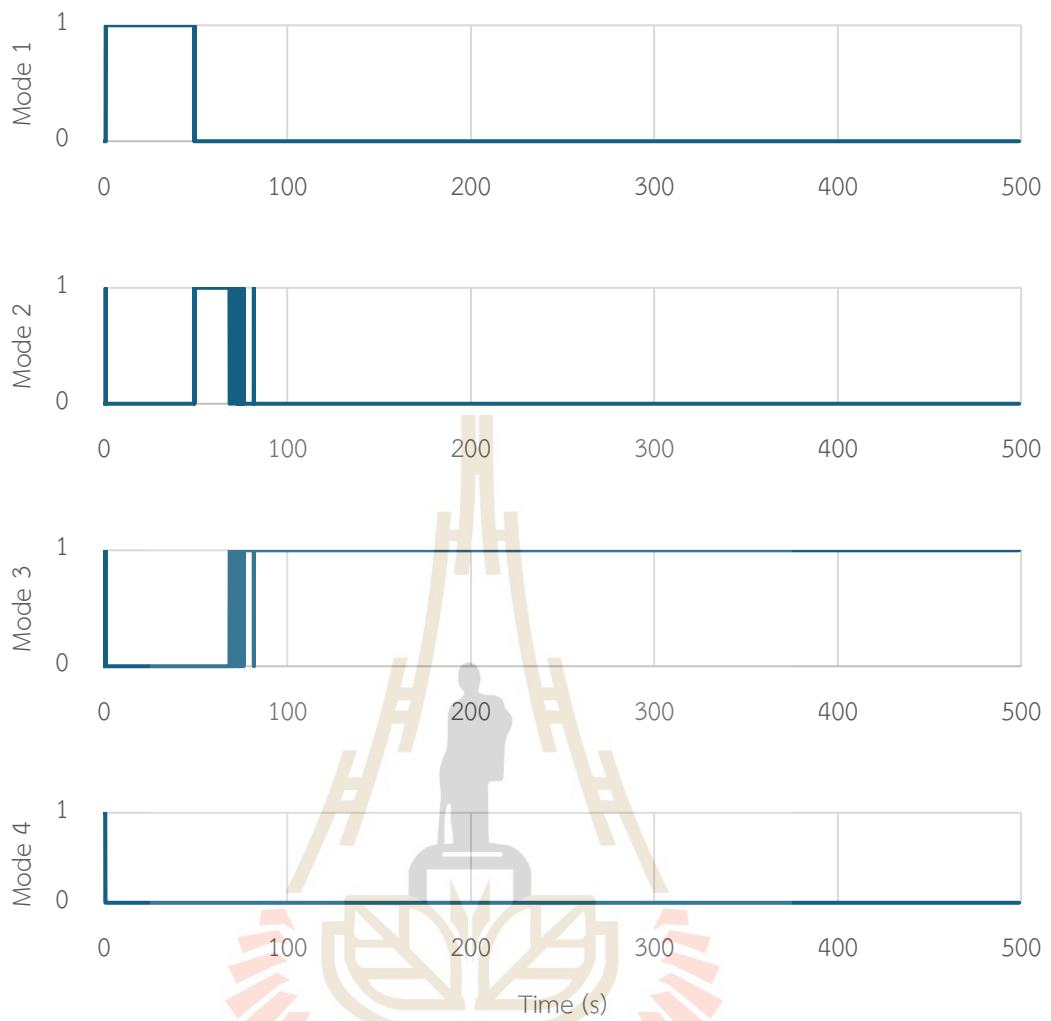




รูปที่ 4.16 ผลตอบสนองแบบพลวัตที่อุณหภูมิน้ำทางเข้า 80 °C

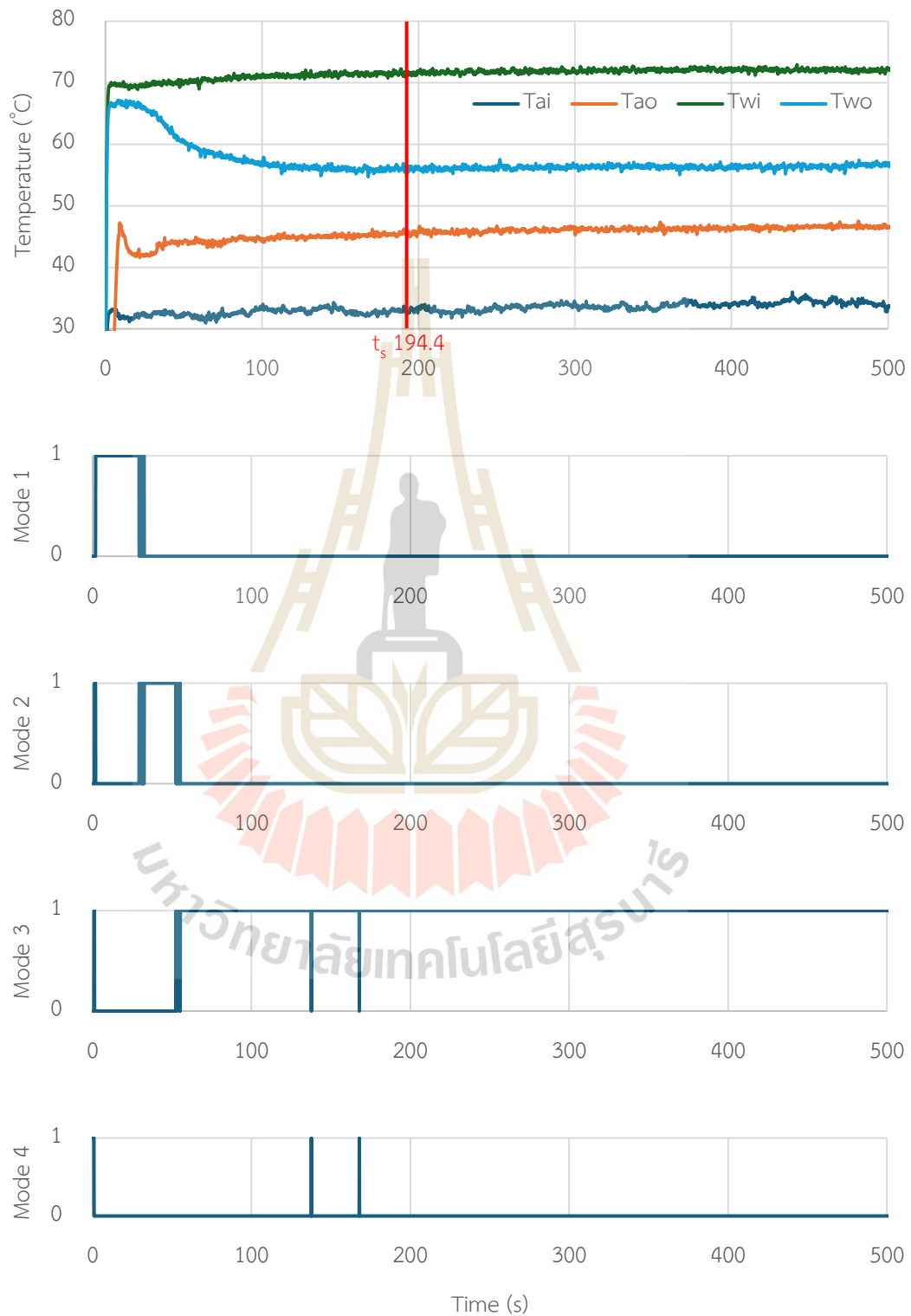
4.3.2 อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นทางเข้าหม้อน้ำ 75 °C





รูปที่ 4.17 ผลตอบสนองแบบพลวัตที่อุณหภูมิน้ำทางเข้า 75 °C

4.3.3 อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นทางเข้าหม้อน้ำ 70 °C



รูปที่ 4.18 ผลตอบสนองแบบพลวัตที่อุณหภูมิน้ำทางเข้า 70 °C

จากการทดสอบระบบควบคุมพัดลมแบบพีซี โดยควบคุมความเร็วรอบการหมุนของปั้มน้ำให้คงที่ที่ 800 rpm และทดลองที่อุณหภูมิทางเข้าของน้ำหล่อเย็นที่อุณหภูมิต่างกันที่ 80, 75 และ 70 °C พัดลมสามารถทำงานตามเงื่อนไข ของระบบควบคุมที่ได้การออกแบบไว้ อุณหภูมิ น้ำหล่อเย็นที่ทางออกของหม้อน้ำมีอุณหภูมิต่ำกว่า 70 °C สรุปได้ดังตารางที่ 4.7

ตารางที่ 4.7 ผลตอบสนองแบบพลวัต

| No. | T_{wi} (°C) | T_{wo} (°C) | ΔT_w (°C) | t_s (s) | Mode |
|-----|---------------|---------------|-------------------|-----------|------|
| 1 | 80.00 | 63.13 | 16.87 | 176.50 | 1-2 |
| 2 | 75.00 | 57.32 | 17.68 | 169.40 | 1-3 |
| 3 | 70.00 | 56.36 | 13.64 | 194.40 | 1-3 |

4.4 ตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลอง (Validate model)

4.4.1 การประมาณค่าพารามิเตอร์ (Parameter estimation)

งานวิจัยนี้รักษาความเร็วรอบการหมุนของปั้มน้ำที่ 800 rpm และเลือกเงื่อนไขการทำงานของพัดลมที่ 90% และ 60% ของการทำงานสูงสุดเป็นหลักในการทำงาน ตามโหมดการทำงานทั้ง 4 รูปแบบ เพื่อนำผลการทดลองมาประมาณการแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ ได้ค่าการทดลองดังตารางที่ 4.8

ตารางที่ 4.8 ผลตอบสนองการถ่ายเทความร้อนในช่วงสภาวะคงที่

| No | Fans operation | air | | | | water | | | | |
|----|----------------|--------------------|---------------|---------------|-------------------|--------------------|---------------|---------------|-------------------|------------------|
| | | \dot{m}_a (kg/s) | T_{ai} (°C) | T_{ao} (°C) | ΔT_a (°C) | \dot{m}_w (kg/s) | T_{wi} (°C) | T_{wo} (°C) | ΔT_w (°C) | \dot{Q}_w (kW) |
| 1 | 3-90% | 3.06 | 31.35 | 37.79 | 6.44 | 0.19 | 63.71 | 41.48 | 22.22 | 18.16 |
| 2 | 2-90% | 2.04 | 31.37 | 43.41 | 12.04 | 0.19 | 71.45 | 55.33 | 16.12 | 13.17 |
| 3 | 3-60% | 1.95 | 31.11 | 45.06 | 13.95 | 0.19 | 73.75 | 55.31 | 18.45 | 15.07 |
| 4 | 2-60% | 1.30 | 30.90 | 48.05 | 17.15 | 0.19 | 73.18 | 61.38 | 11.80 | 9.64 |

ดำเนินการคำนวณย้อนกลับ จากอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อน ร่วมกับอุณหภูมิที่ตรวจวัดไว้ และค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (U) จากการคำนวณดังสมการที่ (3.6) เพื่อ

หาค่าพื้นที่ในการแลกเปลี่ยนความร้อน (A) และประมาณการค่าพารามิเตอร์ที่เกี่ยวข้อง ทำให้แบบจำลองตรงตามความเป็นจริงได้ดังนี้

ตารางที่ 4.9 ค่าพารามิเตอร์จากการประมาณด้วย Parameter estimator

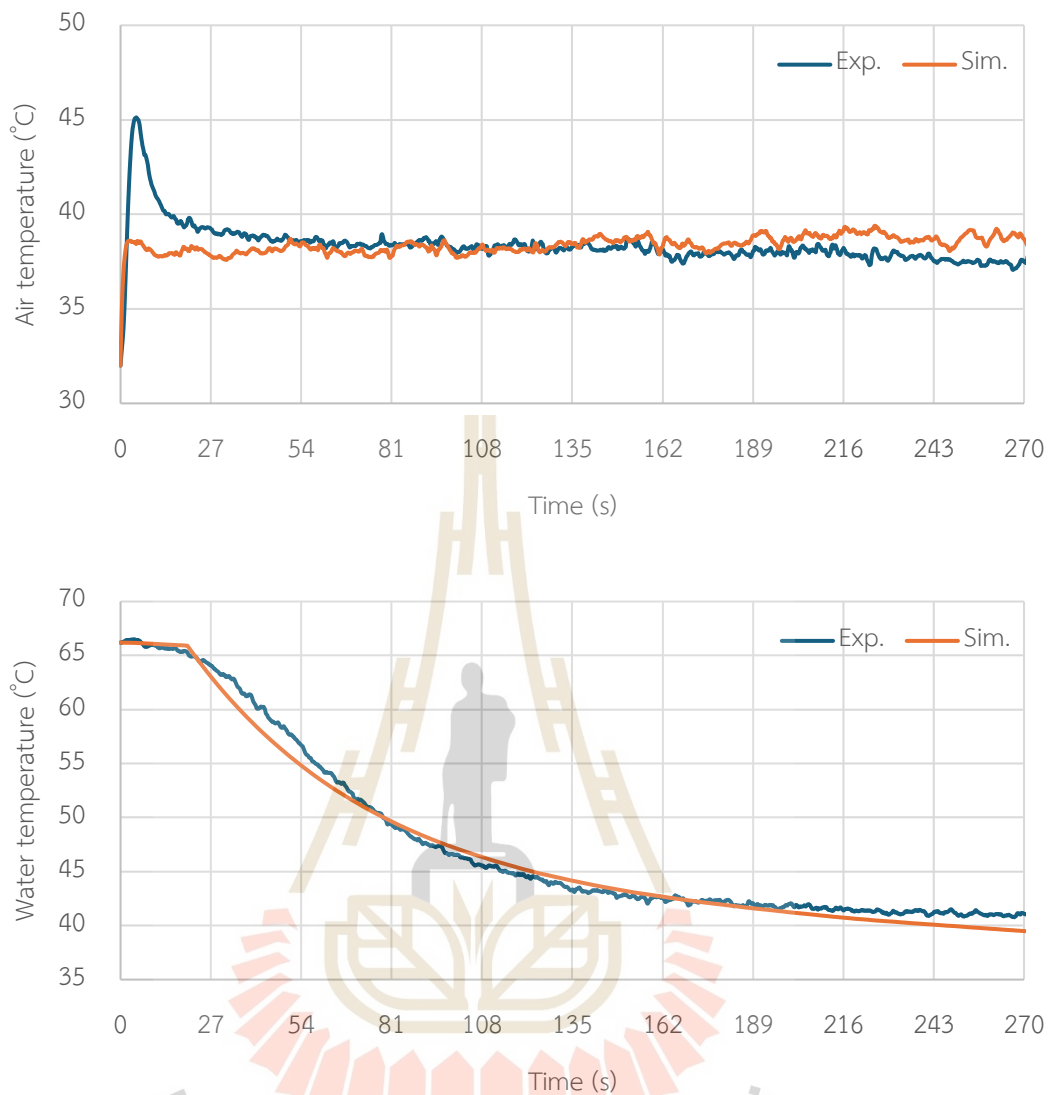
| Fans operation | \dot{Q}_w (kW) | U (W/m ² ·°C) | T_{LMD} (°C) | F | A (m ²) | M_a (kg) | $M_{a,pes}$ (kg) | M_w (kg) | $M_{w,re}$ (kg) |
|----------------|------------------|----------------------------|----------------|-----|-----------------------|------------|------------------|------------|-----------------|
| 3-90% | 18.16 | 59.8 | 16.81 | 1 | 18.10 | 2.2117 | 0.1083 | 10.00 | 0.063 |
| 2-90% | 13.17 | 78.2 | 25.95 | 1 | 6.50 | 1.4849 | 0.3846 | 8.75 | 0.040 |
| 3-60% | 15.07 | 78.7 | 26.38 | 1 | 7.27 | 1.6881 | 0.4343 | 7.50 | 0.046 |
| 2-60% | 9.64 | 78.6 | 27.72 | 1 | 4.43 | 2.3557 | 0.4007 | 6.60 | 0.030 |

นำเอาค่าพารามิเตอร์ที่ประมาณการได้ไปปรับปรุงแบบจำลองให้เกิดความถูกต้องใกล้เคียงกับความเป็นจริงแล้ว ทำการจำลองระบบระบายความร้อนโดยกำหนดให้อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นคงที่ อินพุตที่เข้าสู่ระบบของแบบจำลอง คือ อุณหภูมิน้ำหล่อเย็น อากาศ และอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศแต่ละการเปลี่ยนแปลง

4.4.2 การตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลองที่สภาวะคงที่ (Static validation)

4.4.1.1 พัดลมทั้ง 3 ตัวทำงานที่ 90% (3-90%)

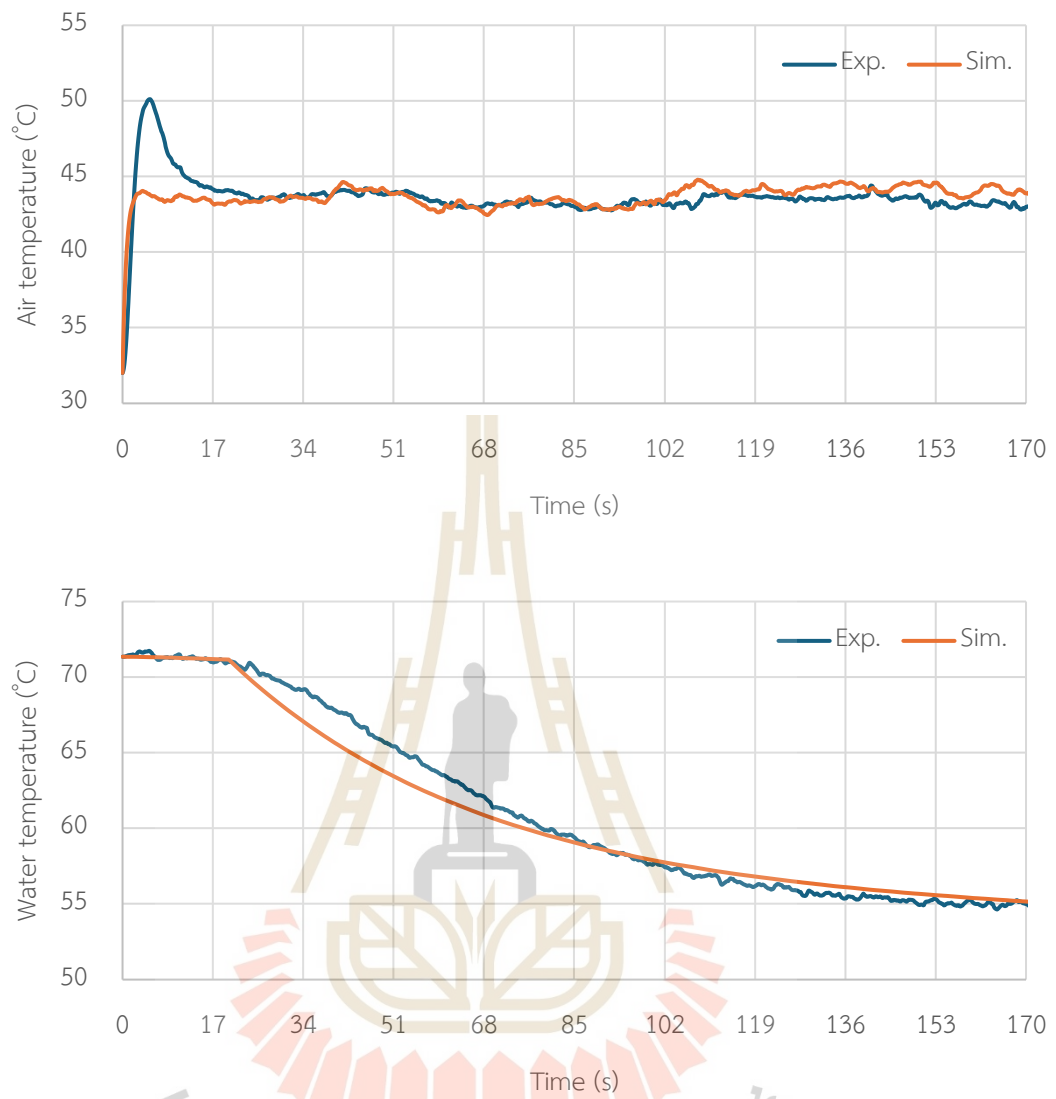
ตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลองโดยการรักษาความเร็วรอบการหมุนของปั๊มน้ำเป็น 800 rpm และตั้งค่าการทำงานของพัดลมทั้ง 3 ตัวให้ทำงานที่ 90% เก็บค่านำมาเปรียบเทียบกับแบบจำลองโดยป้อนอัตราการไหลเชิงมวลของน้ำหล่อเย็น-อากาศ อุณหภูมิทางเข้า-ออกของน้ำหล่อเย็นและอากาศเปรียบเทียบกับอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นและอากาศที่ทางออกดังรูปที่ 4.19



รูปที่ 4.19 การตรวจสอบแบบจำลองที่พัฒนา 3 ตัวทำงาน 90%

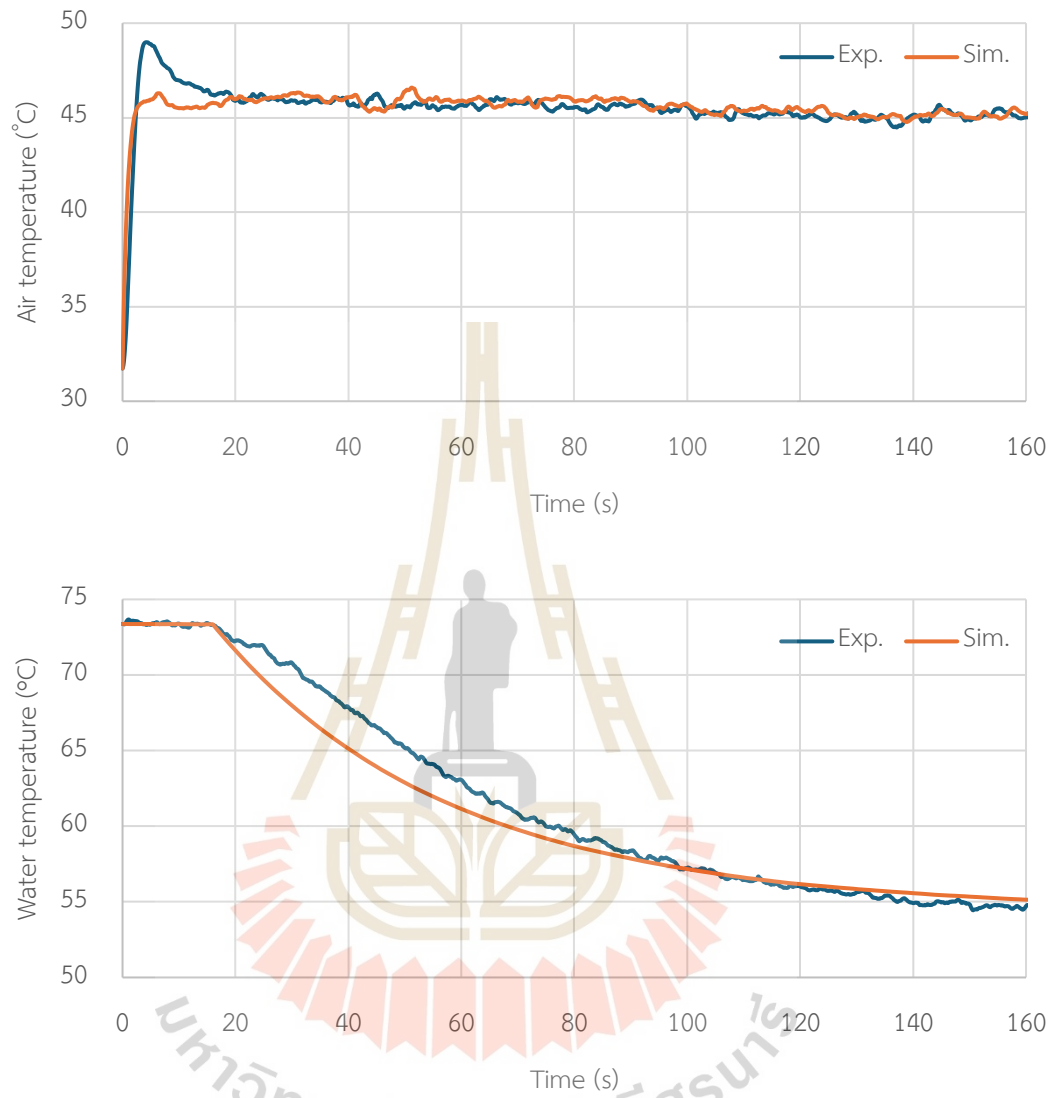
4.4.1.2 พัฒน 2 ตัวทำงานที่ 90% (2-90%)

รูปที่ 4.20 แสดงผลการตอบสนองของอุณหภูมิน้ำและอากาศที่ทางออกของหม้อน้ำ จากการทดลองเปรียบเทียบกับแบบจำลอง ที่พัฒนา 2 ตัวทำงานที่ 90%



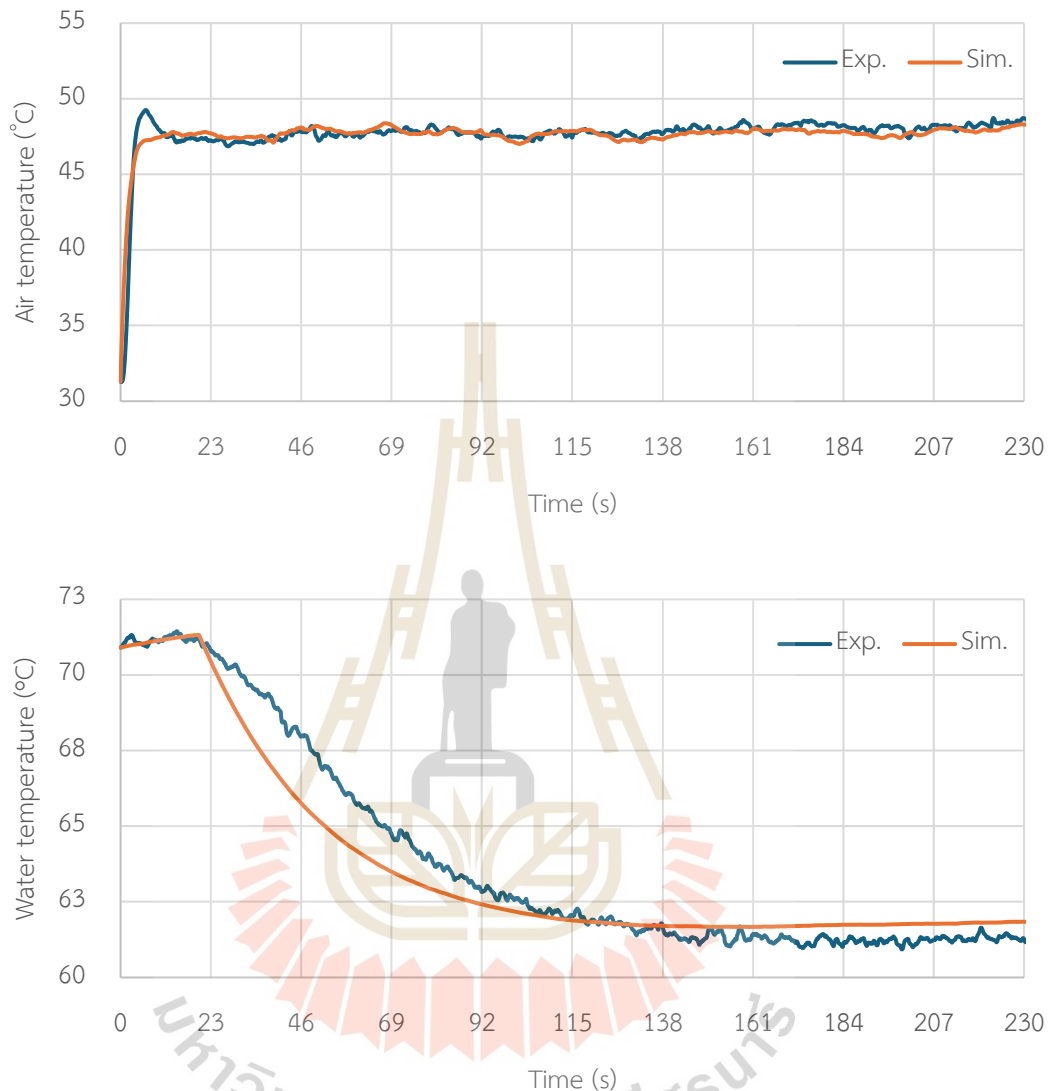
รูปที่ 4.20 การตรวจสอบแบบจำลองที่พัดลม 2 ตัวทำงาน 90%

4.4.1.3 พัดลม 3 ตัวทำงานที่ 60% (3-60%)



รูปที่ 4.21 การตรวจสอบแบบจำลองที่พัดลม 3 ตัวทำงาน 60%

4.4.1.4 พัดลม 2 ตัวทำงานที่ 60% (2-60%)



รูปที่ 4.22 การตรวจสอบแบบจำลองที่พัดลม 2 ตัวทำงาน 60%

จากการตรวจสอบความถูกต้องแบบจำลอง โดยการเปรียบเทียบค่าที่ได้จากการจำลองและค่าที่ได้จากการทดลอง ซึ่งมีการเปลี่ยนแปลงอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศเข้าสู่หม้อน้ำทั้ง 4 เงื่อนไข พฤติกรรมการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิน้ำและอากาศที่ทางออกของแบบจำลองและค่าที่ได้จากการทดลองมีแนวโน้มไปในทางเดียวกัน เปรียบเทียบค่าอุณหภูมิทางออกของน้ำและอากาศจากการทดลองจริงกับค่าที่ได้จากแบบจำลองในช่วงที่เข้าสู่สภาวะคงตัว ทั้งอุณหภูมิน้ำและอากาศ มีค่าใกล้เคียงกัน อีกทั้งแสดงค่ารากที่สองของความคลาดเคลื่อนเฉลี่ย (Root Mean Square Error:

RMSE) ของอุณหภูมิทั้ง 2 ซึ่งที่อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นที่ทางออกมีค่า RMSE มากที่สุด 1.26 °C ที่พัดลม 3 ตัวทำงาน 60 % สรุปได้ดังตารางที่ 4.10

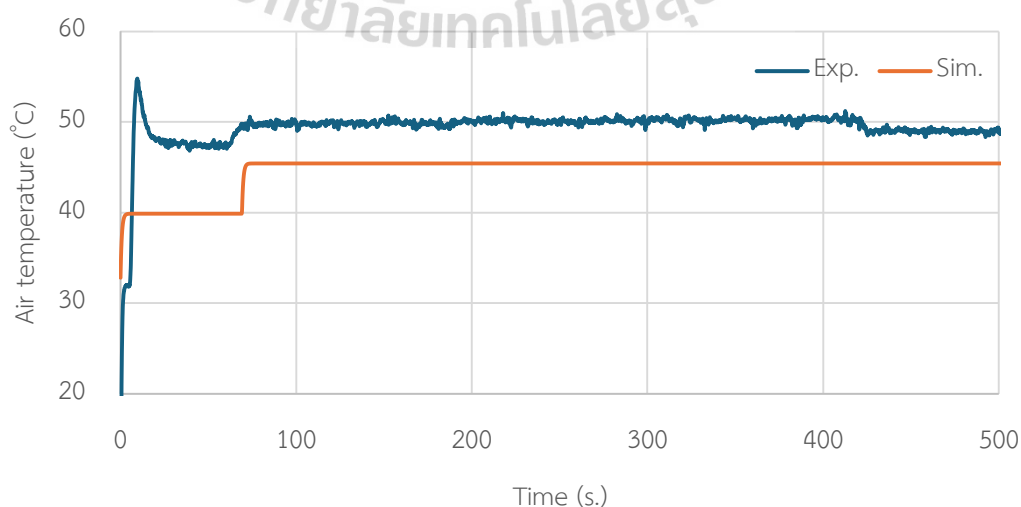
ตารางที่ 4.10 ผลการตรวจสอบแบบจำลองที่สภาวะคงที่

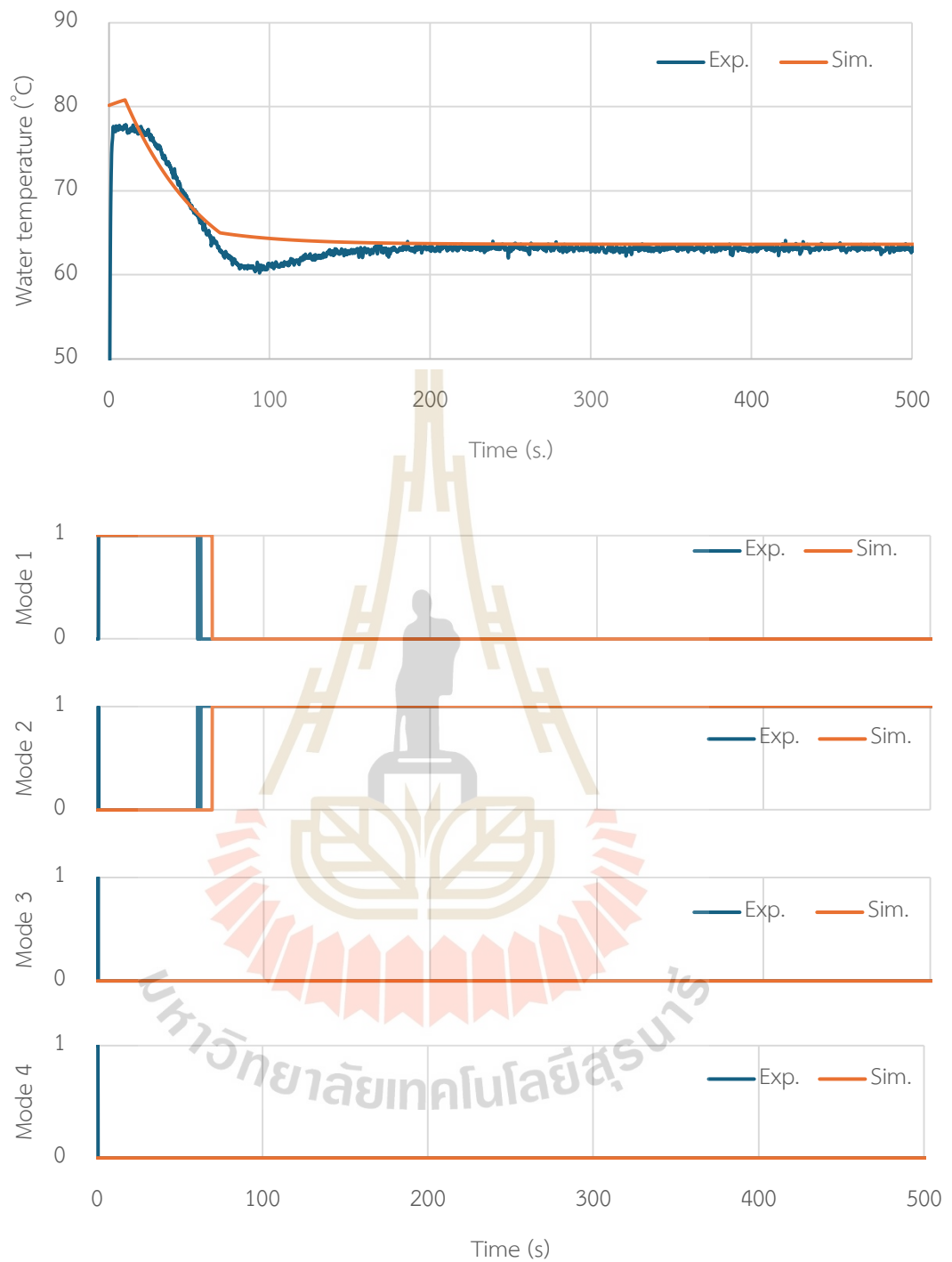
| No | Fans operation | Mass flow rate (kg/s) | | Outlet air temperature (°C) | | | Outlet water temperature (°C) | | |
|----|----------------|-----------------------|-------|-----------------------------|-----------|------|-------------------------------|-----------|------|
| | | Air | Water | Avg. Exp. | Avg. Sim. | RMSE | Avg. Exp. | Avg. Sim. | RMSE |
| | | | | | | | | | |
| 1 | 3-90% | 3.06 | 0.19 | 37.96 | 38.57 | 1.24 | 41.67 | 41.05 | 0.94 |
| 2 | 2-90% | 2.04 | 0.19 | 43.45 | 44.15 | 1.24 | 55.22 | 55.68 | 0.99 |
| 3 | 3-60% | 1.95 | 0.19 | 45.09 | 45.24 | 0.78 | 54.80 | 55.33 | 1.26 |
| 4 | 2-60% | 1.30 | 0.19 | 48.00 | 47.73 | 0.67 | 61.26 | 61.75 | 0.91 |

การตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลองเทียบกับค่าที่ได้จากการทดสอบทดลองแบบที่สถานะคงที่ (Static test) พบว่าแบบจำลองและค่าที่ได้จากการทดลองมีแนวโน้มเป็นไปในทิศทางเดียวกัน อุณหภูมิที่ทางออกของน้ำและอากาศมีค่าใกล้เคียงกัน และค่ารากที่สองของความคลาดเคลื่อนเฉลี่ย (Root Mean Square Error: RMSE) มีค่ามากที่สุดเพียง 1.26 °C นั้น แสดงว่าแบบจำลองระบบระบายความร้อนสามารถนำไปใช้อ้างอิงต่อการออกแบบระบบควบคุมชุดอุปกรณ์ระบายความร้อนที่ใช้ในงานวิจัยนี้ได้

4.4.2 การตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลองแบบพลวัต (Dynamic validation)

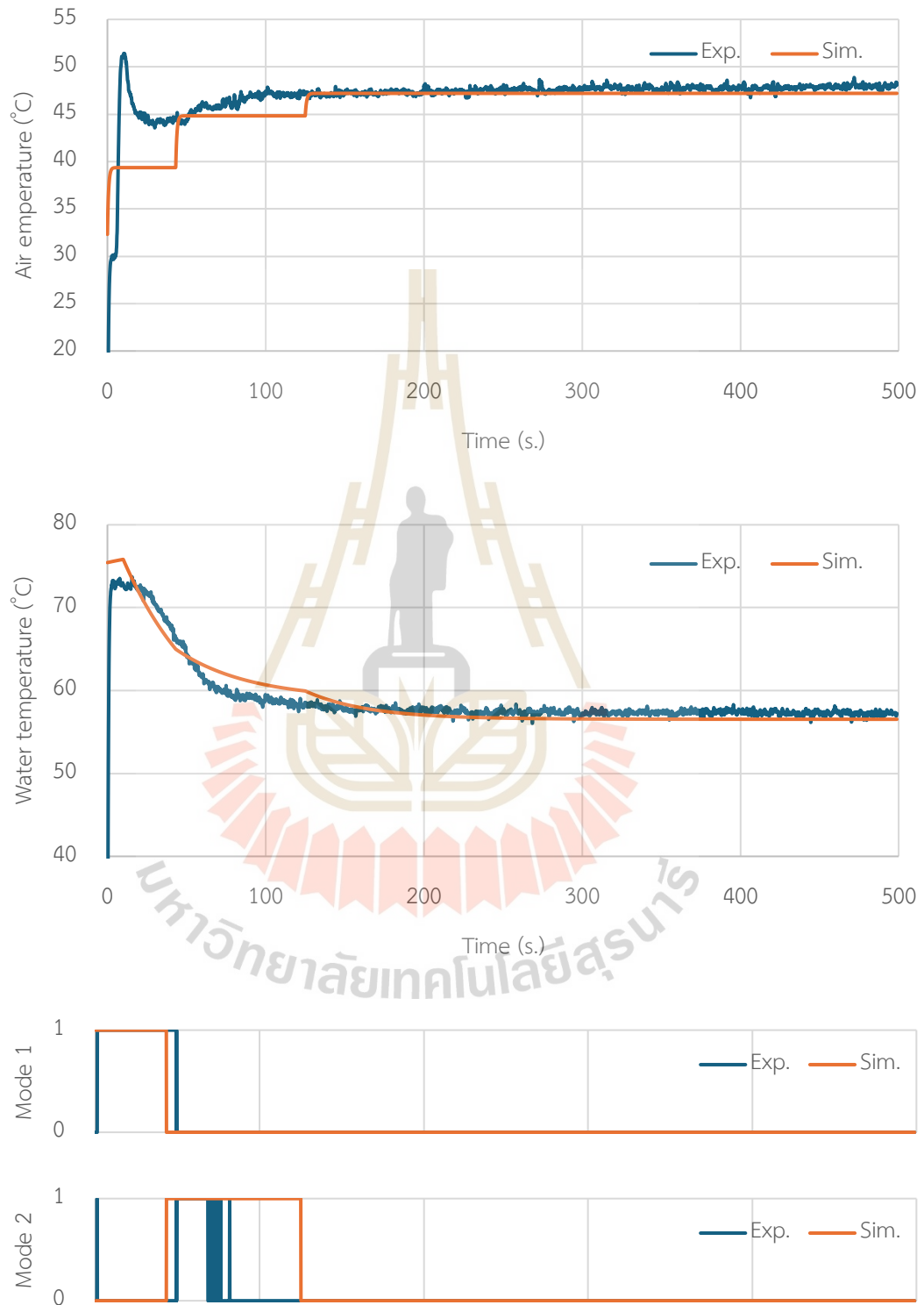
4.4.2.1 อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นทางเข้าหม้อน้ำ 80 °C

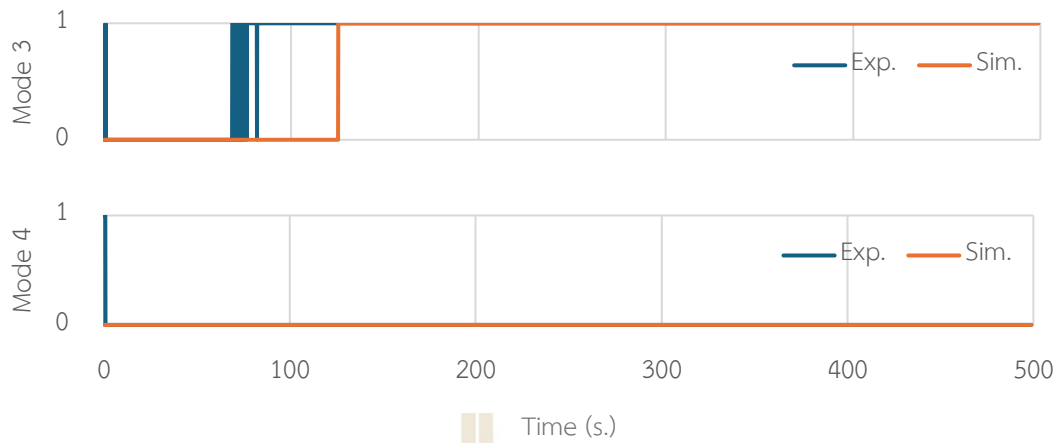




รูปที่ 4.23 ผลการตรวจสอบแบบจำลองแบบพลวัตที่อุณหภูมิน้ำทางเข้า 80 °C

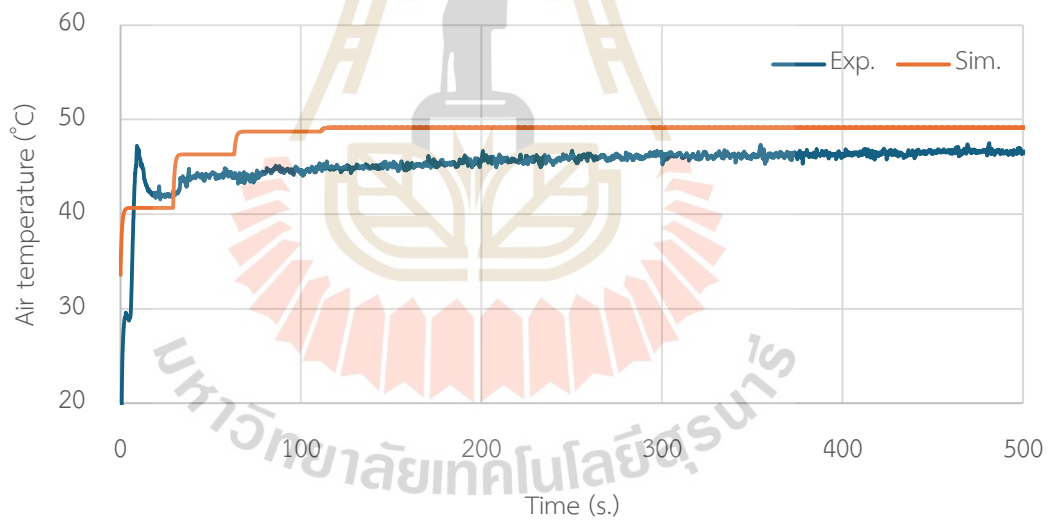
4.4.2.2 อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นทางเข้าหม้อน้ำ 75 °C

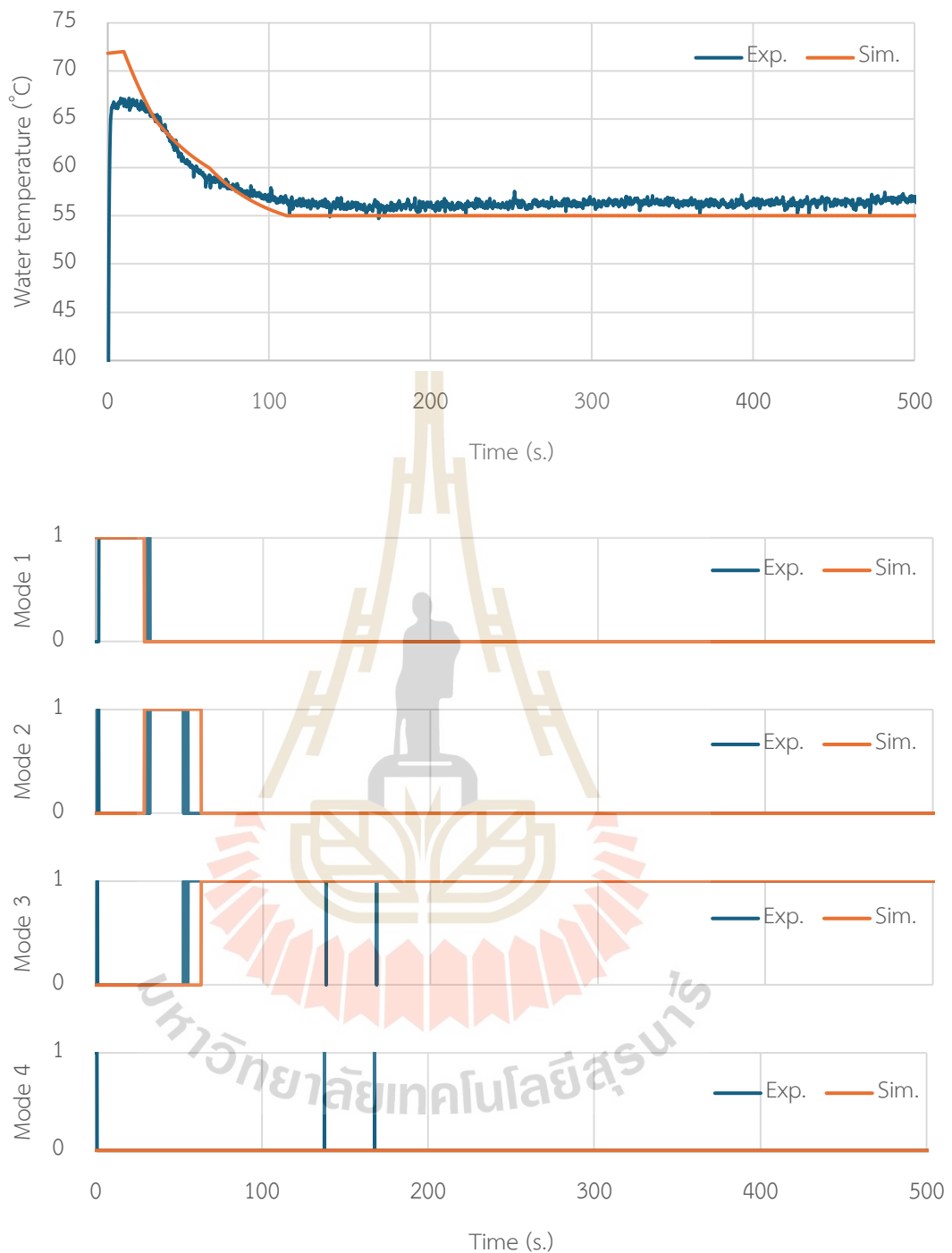




รูปที่ 4.24 ผลการตรวจสอบแบบจำลองแบบพลวัตที่อุณหภูมิน้ำทางเข้า 75 °C

4.4.2.3 อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นทางเข้าหม้อน้ำ 70 °C





รูปที่ 4.25 ผลการตรวจสอบแบบจำลองแบบพลวัตที่อุณหภูมิน้ำทางเข้า 70 °C

ดำเนินการตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลองระบบระบายความร้อนด้วยการทดสอบแบบพลวัต โดยรักษาความเร็วรอบการหมุนของปั้มน้ำไว้ที่ 800 rpm และทดสอบที่อุณหภูมิ น้ำหล่อเย็นทางเข้าที่ 80 75 และ 70 ตามลำดับ พิจารณาอุณหภูมิน้ำเย็นทางออกของหม้อน้ำกับ

ผลตอบสนองการทำงานของพัดลมไฟฟ้าทั้ง 3 ตัว เป็นไปตามกฎของฟิซซีที่ได้ออกแบบไว้ รวมถึงการเปรียบเทียบค่าอุณหภูมิทางออกของน้ำและอากาศที่ได้จากการทดสอบจริงกับผลจากการจำลองผ่านโปรแกรม ได้ค่าดังตารางที่ 4.11

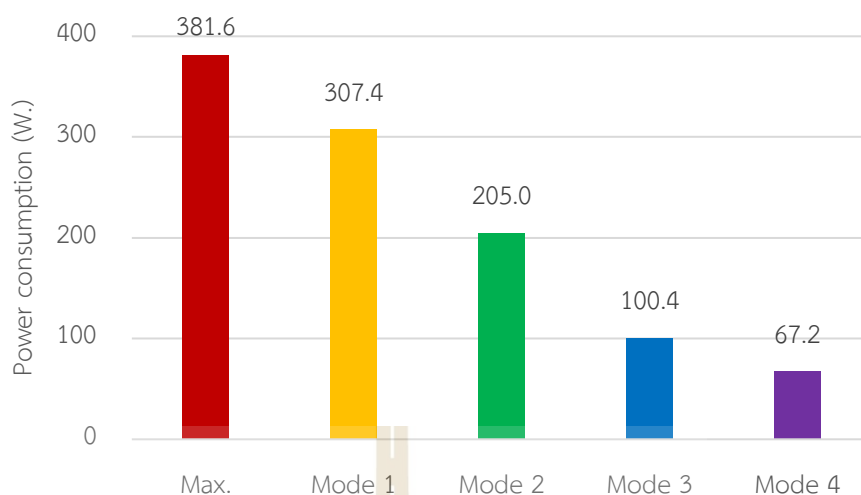
ตารางที่ 4.11 ผลการตรวจสอบแบบจำลองแบบพลวัต

| No | T_{wi} (°C) | outlet air | | | outlet water | | | Mode | |
|----|------------------|------------------|-----------|------|------------------|-----------|------|------|------|
| | | temperature (°C) | | | temperature (°C) | | | Exp. | Sim. |
| | | Avg. Exp. | Avg. Sim. | RMSE | Avg. Exp. | Avg. Sim. | RMSE | | |
| 1 | 80 | 49.73 | 45.42 | 5.28 | 63.13 | 63.64 | 2.44 | 1-2 | 1-2 |
| 2 | 75 | 47.80 | 47.20 | 2.41 | 57.32 | 56.55 | 2.23 | 1-3 | 1-3 |
| 3 | 70 | 46.38 | 49.14 | 3.62 | 56.36 | 55.00 | 2.38 | 1-3 | 1-3 |

จากตารางที่ 4.11 ที่อุณหภูมิน้ำเย็นและอากาศที่ทางออกของหม้อน้ำ มีผลตอบสนองตามเงื่อนไขการทำงานของพัดลมที่สภาวะการทำงานต่าง ๆ ทั้งจากโมเดลจำลองและค่าจากการทดลอง โดยที่ ค่ารากที่สองของความคลาดเคลื่อนเฉลี่ย (RMSE) ของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นทางออกมีค่ามากที่สุดที่ 2.44 °C และ ค่ารากที่สองของความคลาดเคลื่อนเฉลี่ย (RMSE) ของอากาศทางออกมีค่ามากที่สุดที่ 5.28 °C ในการทดลองที่ให้อุณหภูมิน้ำทางเข้า 80 °C การทำงานของพัดลมไฟฟ้าพบว่าค่าที่ได้จากการทดลองกับค่าจากแบบจำลองมีค่าแตกต่างกัน อันเนื่องมาจาก ค่าอุณหภูมิที่ทางออกของหม้อน้ำที่ได้จากการเซ็นเซอร์มีสัญญาณรบกวน (Noise) เกิดขึ้น ทำให้มีการปรับเปลี่ยนโหมดการทำงานของพัดลมในช่วงอุณหภูมิต่อของแต่ละโหมดการทำงาน ซึ่งเป็นไปตามกฎของฟิซซีที่ได้ออกแบบไว้

4.5 อัตราการใช้พลังงาน (Power consumption)

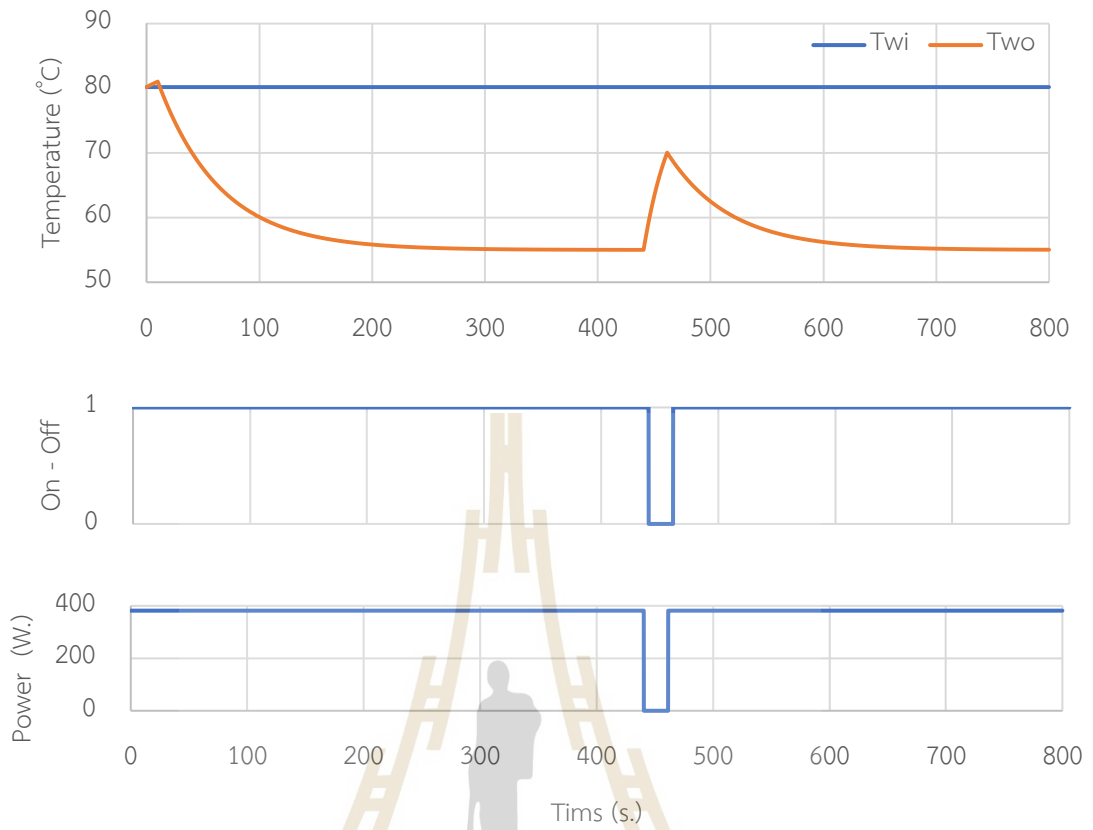
การควบคุมพัดลมระบบระบายความร้อนโดยใช้ฟิซซีลอจิกนั้นสามารถออกแบบให้พัดลมทำงานที่สถานะต่างกันได้ จากการออกแบบระบบควบคุมที่ดำเนินการสั่งงานพัดลมให้ทำงานต่างกันทั้งสิ้น 4 โหมดการทำงาน ค่าอัตราการใช้พลังงานในแต่ละโหมดการทำงานเป็นไปดังรูป 4.26



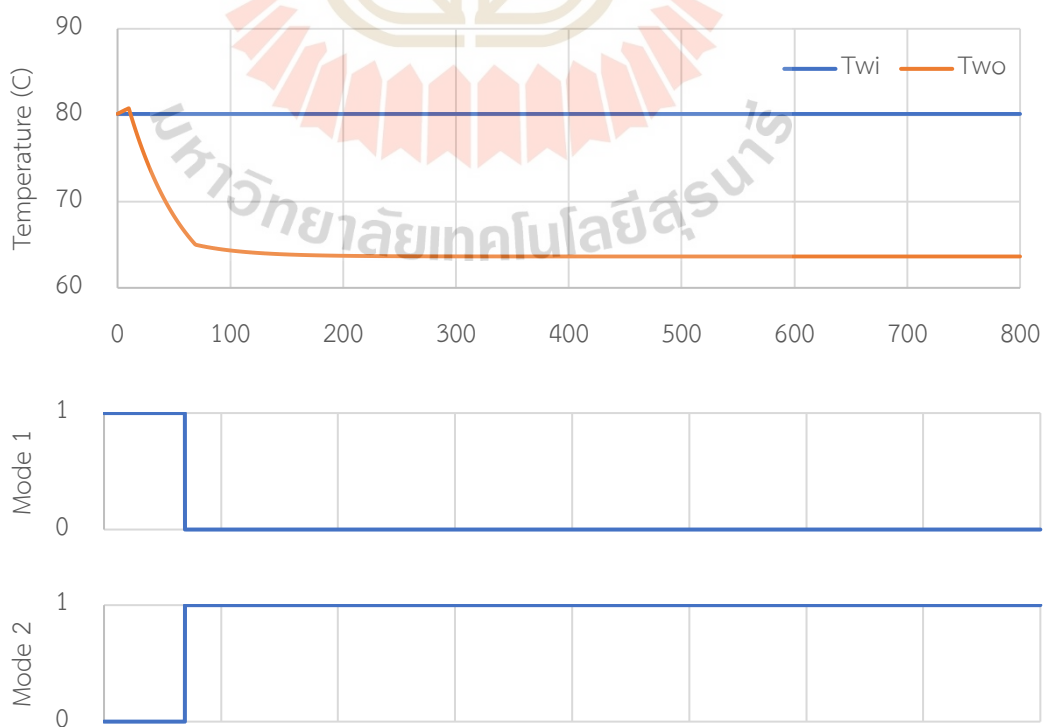
รูปที่ 4.26 การใช้พลังงานในแต่ละโหมดการทำงาน

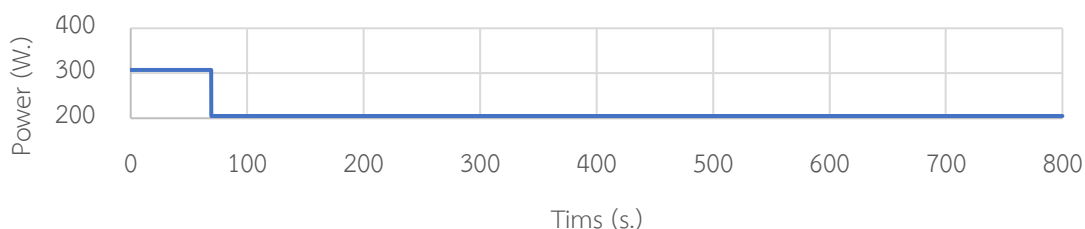
จากรูปที่ 4.26 แสดงการใช้พลังงานในการทำงานของพัดลมไฟฟ้าในแต่ละโหมดการทำงาน โดยที่ การแผนภูมิแท่งแรก (Max.) แสดงถึงค่าพลังงานที่ใช้ในการสั่งงานพัดลมไฟฟ้าทั้ง 3 ตัว ให้ทำงานที่ความเร็วสูงสุด ใช้พลังงาน 381.6 วัตต์ แท่งต่อมาแสดงค่าการสั่งงานพัดลมที่โหมดที่ 1 ใช้พลังงาน 307.4 วัตต์ โหมดที่ 2 ทำงานโดยใช้พลังงาน 205.0 วัตต์ โหมดที่ 3 ใช้พลังงาน 100.8 วัตต์ และในการทำงานที่โหมดที่ 4 ใช้ค่าพลังงานอยู่ที่ 67.2 วัตต์

รูปที่ 4.27 จำลองการควบคุมแบบเปิด-ปิด (On-Off control) โดยกำหนดให้ Relay switch มีสถานะเปิดเมื่ออุณหภูมิน้ำทางออกจากหม้อน้ำมีค่าตั้งแต่ 70 °C และปิดการทำงานเมื่ออุณหภูมิน้ำทางออกหม้อน้ำมีค่าน้อยกว่า 55 °C ซึ่งมีความใกล้เคียงเช่นเดียวกับกฎการควบคุมด้วยฟuzzy เปรียบเทียบการบริโภคพลังงานกับระบบระบายความร้อนที่ควบคุมด้วยฟuzzyผ่านแบบจำลอง โดยให้อุณหภูมิน้ำทางเข้าเท่ากับ 80 °C



รูปที่ 4.27 อัตราการบริโภคพลังงานของการควบคุมแบบเปิด-ปิด





รูปที่ 4.28 อัตราการบริโภคพลังงานของการควบคุมแบบฟัซซี

จากรูปที่ 4.27 และ 4.28 ผลการเปรียบเทียบอัตราการบริโภคพลังงานของระบบควบคุมแบบเปิด-ปิด กับระบบควบคุมแบบฟัซซี ด้วยแบบจำลองโดยให้อุณหภูมิน้ำทางเข้าหม้อน้ำเท่ากับ 80°C ปรากฏว่าค่าอัตราการบริโภคพลังงานของระบบควบคุมแบบเปิด-ปิด อยู่ที่ 82.60 Wh . และอัตราการบริโภคพลังงานของระบบควบคุมแบบฟัซซีที่มีค่า 47.53 Wh . ซึ่งแบบเปิด-ปิดมีการบริโภคพลังงานมากกว่าแบบฟัซซีคิดเป็น 73.78%

4.6 สรุป

จากการทดลองเพื่อตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลองและการทำงานของพัลลัมด้วยระบบควบคุมแบบฟัซซี แบบจำลองระบบระบายความร้อนมีพฤติกรรมผลตอบสนองใกล้เคียงกับค่าที่ได้จากการทดลองจริง โดย ค่ารากที่สองของความคลาดเคลื่อนเฉลี่ย (RMSE) มากที่สุด ของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นทางออกมีค่ามากที่สุดที่ 2.44°C ในการทดสอบแบบพลวัต พัลลัมสามารถปรับเปลี่ยนการทำงานตรงตามกฎ โดยอ้างอิงอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นที่ทางออกของหม้อน้ำ ซึ่งเป็นอินพุตให้กับระบบควบคุม ทำให้อุณหภูมิทางออกของน้ำหล่อเย็นไม่เกิน 70°C ในกรณีที่รักษาความเร็วของปั้มน้ำให้คงที่ที่ 800 rpm รวมถึงอัตราการบริโภคพลังงานของระบบควบคุมแบบฟัซซีมีค่าน้อยกว่าการควบคุมแบบเปิด-ปิด จากผลการจำลองผ่านแบบจำลองโดยประมาณ

บทที่ 5

สรุปและข้อเสนอแนะ

5.1 สรุปผลการวิจัย

งานวิจัยนี้ได้ศึกษาพฤติกรรมของระบบระบายความร้อน ที่นำเอาอุปกรณ์ที่ผ่านการใช้งานในรถบัสเครื่องยนต์สันดาปมาประยุกต์ใช้ เป็นการดำเนินการแบบวิศวกรย้อนกลับ (Reverse Engineer) เพื่อให้ทราบถึงประสิทธิภาพและความสามารถในการระบายความร้อน ก่อนที่จะนำมาปรับใช้ในรถบัสไฟฟ้า และนำเสนอแนวทางการควบคุมพัดลมไฟฟ้าด้วยระบบควบคุมแบบคลุมเครือหรือฟัซซีลอจิก ซึ่งขั้นตอนการวิจัยสามารถสรุปได้ดังนี้

1) สร้างชุดทดสอบการระบายความร้อน จากอุปกรณ์ของระบบระบายความร้อนรถบัสเครื่องยนต์สันดาปร่วมกับพัดลมไฟฟ้า หาความสามารถในการถ่ายเทความร้อนที่ระบบสามารถทำได้ ซึ่งในงานวิจัยนี้เลือกเงื่อนไขในการทำงาน ที่ปั้มน้ำหมุนด้วยความเร็ว 800 rpm อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำอยู่ที่ 0.19 kg/s และการทำงานของพัดลมทั้ง 3 ตัวที่ 90 เปอร์เซ็นต์ของการทำงานสูงสุด

2) ประเมินการแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบระบายความร้อน ด้วยโปรแกรม MATLAB - Simulink จากทฤษฎีการถ่ายเทความร้อนด้วยเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat exchanger) โดยมีอัตราการไหลของน้ำและอากาศ รวมถึงอุณหภูมิน้ำหล่อทางเข้าและอุณหภูมิอากาศทางเข้าหม้อน้ำ เป็นอินพุตให้กับระบบ ในส่วนของเอาต์พุตที่ให้ความสนใจได้แก่ อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นที่ทางออกจากหม้อน้ำ อีกทั้งดำเนินการประมาณค่าพารามิเตอร์ที่เกี่ยวข้องด้วยแอปพลิเคชัน Parameter estimator เพื่อตรวจสอบความถูกต้อง (Validate) แบบจำลองด้วยค่าการทดลองแบบคงที่ (Static test) ผลตอบสนองของแบบจำลองมีความสอดคล้องกับระบบจริง โดยที่ค่า RMSE มากที่สุดของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นที่ทางออกหม้อน้ำอยู่ที่ 1.26 °C ในสภาวะพัดลมทั้ง 3 ตัวทำงานที่ 60 เปอร์เซ็นต์

3) ออกแบบระบบควบคุมแบบฟัซซีด้วย Fuzzy logic designer โดยอ้างอิงจากผลการทดสอบความสามารถของระบบ ในการควบคุมสั่งการพัดลมทั้ง 3 ตัว ให้ทำงานด้วยโหมดการทำงานจำนวน 4 โหมด ซึ่งใช้อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นที่ทางออกของหม้อน้ำเป็นอินพุตให้กับการควบคุม จำลองการทำงานของระบบควบคุมผ่านแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ด้วย Simulink มีการทำงานปรับเปลี่ยนโหมดการทำงานของพัดลมตามเงื่อนไขที่ได้ออกแบบไว้

4) ทดสอบระบบควบคุมร่วมกับระบบจริง ด้วยการใช้โปรแกรม MATLAB – Simulink ร่วมกับ STM32F746ZG board สั่งจ่ายสัญญาณดิจิทัลให้ชุดควบคุมการทำงานของพัดลม ซึ่งใช้

Relay ในการเป็นสวิตช์เปิด-ปิด โหมดการทำงานตามสั่งการจากระบบควบคุม เนื่องจากต้องการความคงทนและความเร็วในการตอบสนอง ซึ่งระบบสามารถรักษาอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นที่ทางออกของหม้อน้ำให้ ไม่เกินที่ 70°C และมีการปรับเปลี่ยนโหมดการทำงานของพัดลมตรงตามเงื่อนไขที่ออกแบบไว้ เปรียบเทียบอุณหภูมิกับแบบจำลอง ค่า RMSE มากที่สุดของอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นที่ทางออกหม้อน้ำอยู่ที่ 2.44°C ในกรณีที่อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นทางเข้าหม้อน้ำเท่ากับ 80°C

5) จากผลการดำเนินงานวิจัย การนำเอาอุปกรณ์ในระบบระบายความร้อนเครื่องยนต์สันดาปมาปรับใช้ในรถโดยสารไฟฟ้าโดยอุปกรณ์ที่มีอยู่นั้น เพียงพอที่จะลดความร้อนที่เกิดจากแหล่งความร้อนของรถโดยสารไฟฟ้า โดยเฉพาะอย่างยิ่งชุดแบตเตอรี่ไฟฟ้า ในการทดลองในช่วงสภาวะคงตัวสามารถลดอุณหภูมิได้สูงสุด 17.68°C อัตราการการถ่ายเทความร้อน 14.10 kW ในกรณีที่อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำหล่อเย็นที่ 0.19 kg/s และการทำงานของพัดลมเป็นไปตามระบบควบคุมแบบฟuzzy

6) ระบบควบคุมการทำงานของพัดลมไฟฟ้าด้วยฟuzzy สามารถสั่งการให้พัดลมทำงานได้ตามเงื่อนไขที่ได้นำเสนอไว้ อีกทั้งยังสามารถรักษาอุณหภูมิน้ำหล่อเย็นที่ออกจากหม้อน้ำ ให้ไม่เกิน 70°C ได้ โดยใช้เวลาประมาณ 180 วินาที อุณหภูมิที่ทางออกหม้อน้ำจะเข้าสู่สภาวะคงตัว และการทำงานของระบบควบคุมทั้ง 4 โหมด ออกแบบให้มีการพักการทำงานของพัดลม 1 ตัว ทำให้ประหยัดพลังงานและช่วยยืดอายุการทำงานของพัดลมไฟฟ้าได้

5.2 ข้อเสนอแนะ

1) ในช่วงการเปลี่ยนผ่านในอุตสาหกรรมยานยนต์จากเครื่องยนต์สันดาปเป็นพลังงานไฟฟ้าที่จะนำอุปกรณ์ระบายความร้อนซึ่งถูกใช้ในเครื่องยนต์สันดาปมาใช้ในรถไฟฟ้า นั้น หากสามารถติดตั้งหม้อน้ำทางด้านหน้าตัวรถ หรือเพิ่มมวลอากาศ รวมถึงจัดหาพัดลมที่สามารถส่งลมเข้าเต็มพื้นที่หน้าตัดหม้อน้ำ ทำให้อัตราการไหลของอากาศเพิ่มขึ้นและเพิ่มพื้นที่ในการแลกเปลี่ยนความร้อน เป็นการเพิ่มประสิทธิภาพในการแลกเปลี่ยนความร้อน

2) ระบบควบคุมแบบฟuzzy ที่ได้ออกแบบและนำเสนอในงานวิจัยนี้ กำหนดหมายเลขพัดลม 1 2 และ 3 โดยที่แต่ละโหมด พัดลม 1 กับ 2 จะเป็นหลักในการทำงาน พัดลมหมายเลข 3 จะเปิดหรือปิดตามเงื่อนไข ดังนั้น ในการนำไปใช้ควรออกแบบเพิ่มเติมในการจัดลำดับการทำงานของพัดลม (sequence) เพื่อให้ชั่วโมงทำงานของพัดลมแต่ละตัวเท่าๆ กัน ยืดอายุการทำงานของพัดลมและสะดวกในการวางแผนซ่อมบำรุงตามระยะเวลา (Planned maintenance)

3) ในงานวิจัยฉบับนี้ นำเสนอชุดทดสอบการระบายความร้อน และแนวทางการควบคุมพัดลมไฟฟ้าด้วยฟuzzy ลอจิก หากนำมาปรับใช้ในระบบระบายความร้อนชุดแบตเตอรี่รถโดยสารไฟฟ้า อุปกรณ์สำหรับใช้ในการตัดต่อหรือเปลี่ยนโหมดการทำงานพัดลมไฟฟ้าควรเป็น Relay ที่ใช้งานในอุตสาหกรรมยานยนต์ที่มีความทนทาน

4) สำหรับการนำพัดลมไฟฟ้า ไปใช้ในรถบัสโดยสารเครื่องยนต์สันดาป นั้นมีความสะดวกในการบำรุงรักษา เนื่องจากจะทำงานแยกส่วนออกจากเครื่องยนต์ แต่อาจจะต้องเพิ่มระบบควบคุมในการตรวจสอบประสิทธิภาพการทำงานของปั้มน้ำและพัดลมไฟฟ้า รวมถึงตัดการทำงานของเครื่องยนต์ เนื่องจากเดิมระบบระบายความร้อนด้วย Hydraulic fan หรือ Mechanic fan จะใช้กำลังของเครื่องยนต์ในการทำงาน เป็นระบบเดียวกัน กล่าวคือเมื่อเครื่องยนต์ทำงาน ระบบระบายความร้อนก็จะทำงานไปพร้อมกัน มีความน่าเชื่อถือ (Reliable) ในด้านการทำงานของระบบ แต่ระบบระบายความร้อนด้วยพัดลมไฟฟ้า เป็นการทำงานแยกส่วนจากการทำงานของเครื่องยนต์ มีความสะดวกในการซ่อมบำรุง หากพัดลมหรือปั้มน้ำไม่สามารถทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพ ก็จะส่งผลให้เครื่องยนต์ชำรุดเสียหายได้



รายการอ้างอิง

- An, Z., Jia, L., Ding, Y., Dang, C., & Li, X. (2017). A review on lithium-ion power battery thermal management technologies and thermal safety. In *Journal of Thermal Science* (Vol. 26, Issue 5, pp. 391–412). Science Press. <https://doi.org/10.1007/s11630-017-0955-2>
- Çengel, Y., & Ghajar A. (2015) Heat and mass transfer: Fundamentals & applications (5th ed.). McGraw-Hill.
- Chao, C. T., Sutarna, N., Chiou, J. S., & Wang, C. J. (2019). An optimal fuzzy PID controller design based on conventional PID control and nonlinear factors. *Applied Sciences (Switzerland)*, 9(6). <https://doi.org/10.3390/app9061224>
- Chavan, S., Venkateswarlu, B., Prabakaran, R., Salman, M., Joo, S. W., Choi, G. S., & Kim, S. C. (2023). Thermal runaway and mitigation strategies for electric vehicle lithium-ion batteries using battery cooling approach: A review of the current status and challenges. In *Journal of Energy Storage* (Vol. 72). Elsevier Ltd. <https://doi.org/10.1016/j.est.2023.108569>
- Dusad, S., Ghazanfar, K., Chandrasekaran, N., & Basu, S. (2019, December 1). Battery thermal management comparison for orthogonal arrangement of battery modules in an EV battery pack. *2019 IEEE Transportation Electrification Conference, ITEC-India 2019*. <https://doi.org/10.1109/ITEC-India48457.2019.ITECIndia2019-88>
- Fuzzy Logic Toolbox™ User's Guide R2023b*. (1995). www.mathworks.com
- Hannan, MA., Young, YS., Hoque, MH., Ker, PJ. & Uddin, MN. (2019). Lithium-ion battery thermal management system Using optimized fuzzy Controller. IEEE Industry Applications Society. Annual Meeting (54th: 2019: Baltimore, Md.), IEEE Industry Applications Society, & Institute of Electrical and Electronics Engineers. (n.d.). *2019 IEEE Industry Applications Society Annual Meeting*.

- Hu, S., Wang, S., Ma, C., Li, S., Liu, X., & Zhang, Y. (2022). A hybrid cooling method with low energy consumption for lithium-ion battery under extreme conditions. *Energy Conversion and Management*, 266. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2022.115831>
- International Energy Agency, I. (2023). *Global EV Outlook 2023: Catching up with climate ambitions*. www.iea.org
- Mao, S., Zhang, Y., Bieker, G., & Rodriguez, F. (2023). *Zero-emission bus and truck market in China: A 2021 update*. www.theicct.org
- Mohamed, M., Shedid, M. H., El-Demerdash, S., & Fatouh, M. (2018). Performance of electronically controlled automotive engine cooling system using PID and LQR control techniques. In *IOSR Journal of Engineering (IOSRJEN)* www.iosrjen.org ISSN (Vol. 08). Page. www.iosrjen.org
- Muresan, C., & Harja, G. (2021). Modeling and Controlling the Cooling System of an IC Vehicle. *International Journal of Modeling and Optimization*, 80–85. <https://doi.org/10.7763/IJMO.2021.V11.782>
- Pesaran, A. A. (n.d.). *Battery Thermal Management in EVs and HEVs: Issues and Solutions Some of the authors of this publication are also working on these related projects: Multi-scale mechanical-electrochemical-thermal coupled modeling framework for lithium-ion battery under mechanical abuse View project*. <https://www.researchgate.net/publication/237250969>
- Sheng, L., Zhang, H., Su, L., Zhang, Z., Zhang, H., Li, K., Fang, Y., & Ye, W. (2021). Effect analysis on thermal profile management of a cylindrical lithium-ion battery utilizing a cellular liquid cooling jacket. *Energy*, 220. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.119725>
- Zhao, G., Wang, X., Negnevitsky, M., & Li, C. (2023). An up-to-date review on the design improvement and optimization of the liquid-cooling battery thermal management system for electric vehicles. In *Applied Thermal Engineering* (Vol. 219). Elsevier Ltd. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.119626>

Zheng, Z., Liu, Z., Kohtz, S., Wang, P., Li, Y., Fu, W., Miljkovic, N., & Smith, S. (2022). Electrical and Thermal Active Co-Management for Lithium-ion Batteries. *2022 IEEE Transportation Electrification Conference and Expo, ITEC 2022*, 1159–1162. <https://doi.org/10.1109/ITEC53557.2022.9813807>

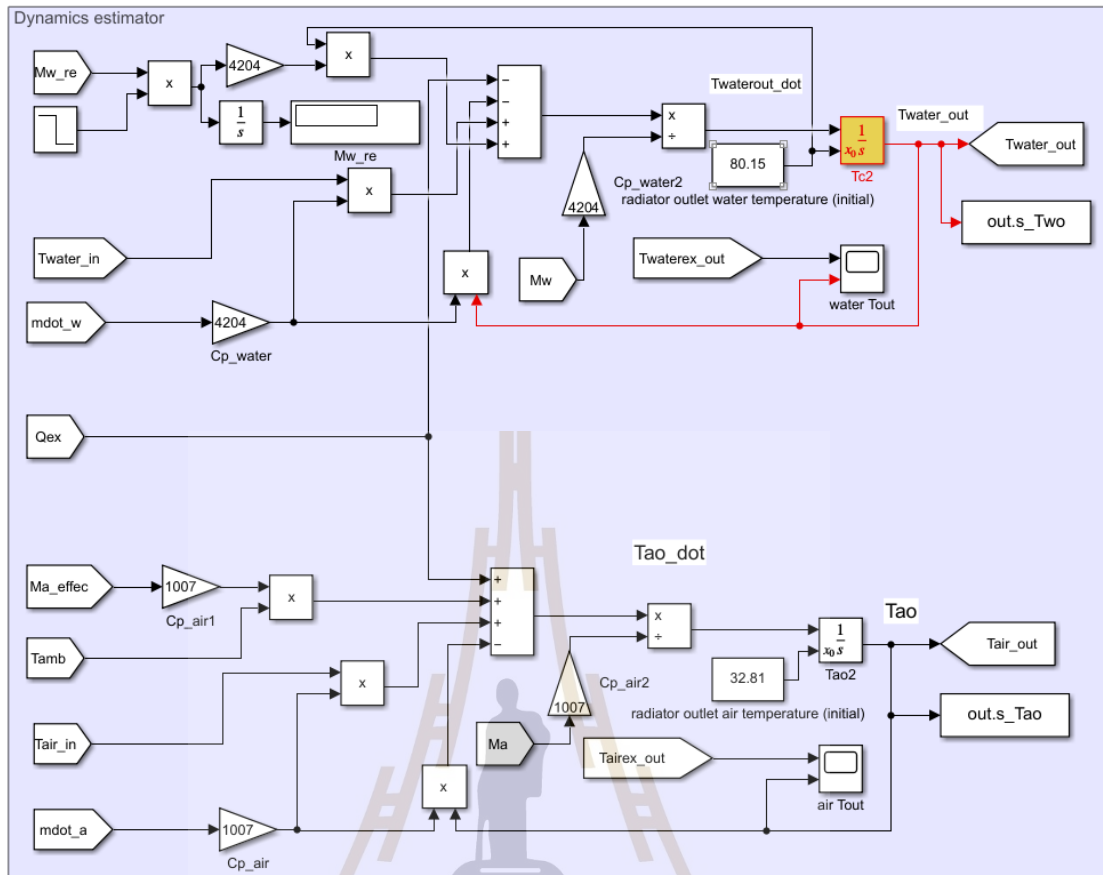




ภาคผนวก ก

แบบจำลองระบบระบายความร้อนด้วยโปรแกรม MATLAB – Simulink

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี



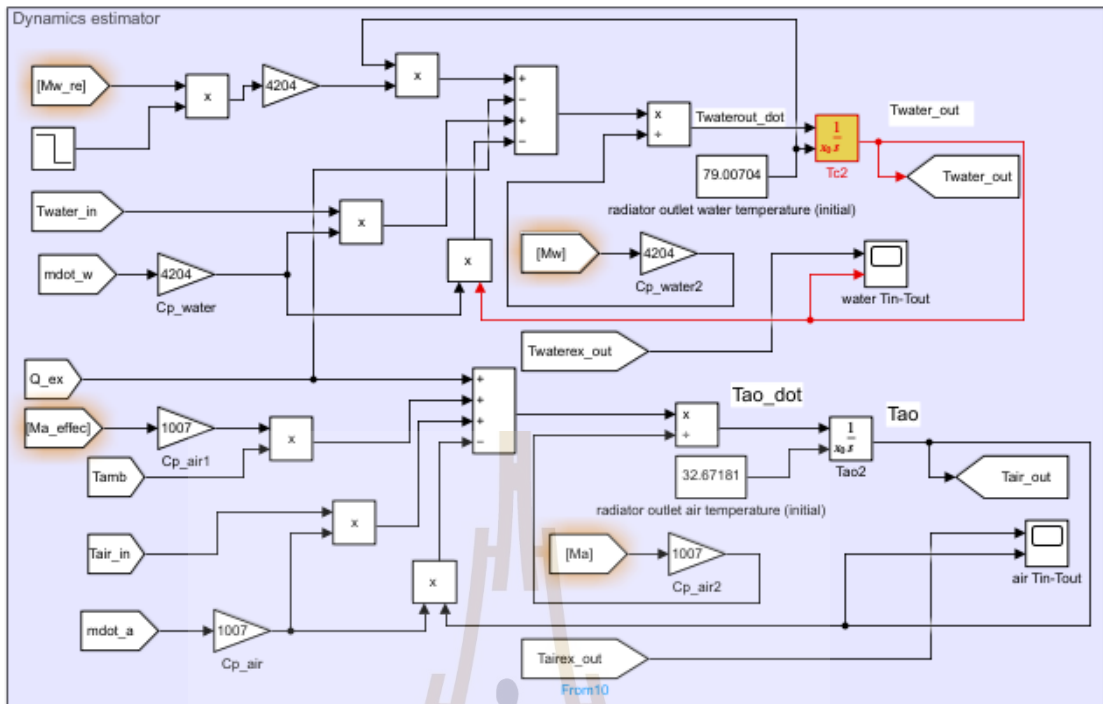
รูปที่ ก.1 แบบจำลองระบบระบายความร้อนแบบพลวัต



ภาคผนวก ข

การใช้โปรแกรม MATLAB ในการประมาณค่าพารามิเตอร์

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี



รูปที่ ข.1 แบบจำลองระบบระบายความร้อน

- กำหนดค่าพารามิเตอร์ของระบบที่ต้องการประมาณค่า ซึ่งทราบค่าให้ใส่ค่าเริ่มต้นที่เหมาะสม

```

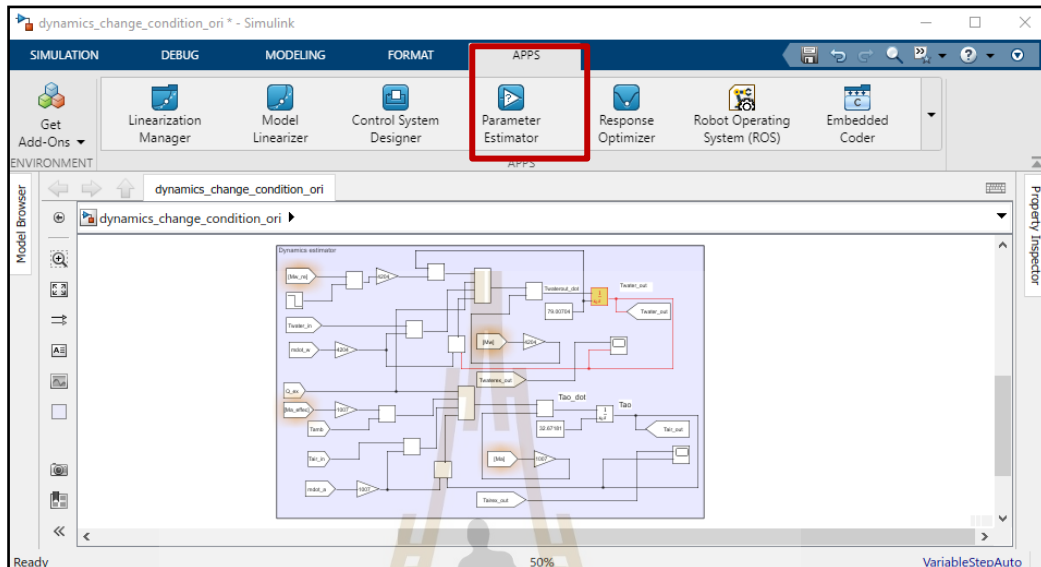
>> Mw=1;
>> Mw_re=1;
>> Ma=1;
>> Ma_eff=1;
fx >>

```

| Name | Value |
|--------|-------|
| Ma | 1 |
| Ma_eff | 1 |
| Mw | 1 |
| Mw_re | 1 |

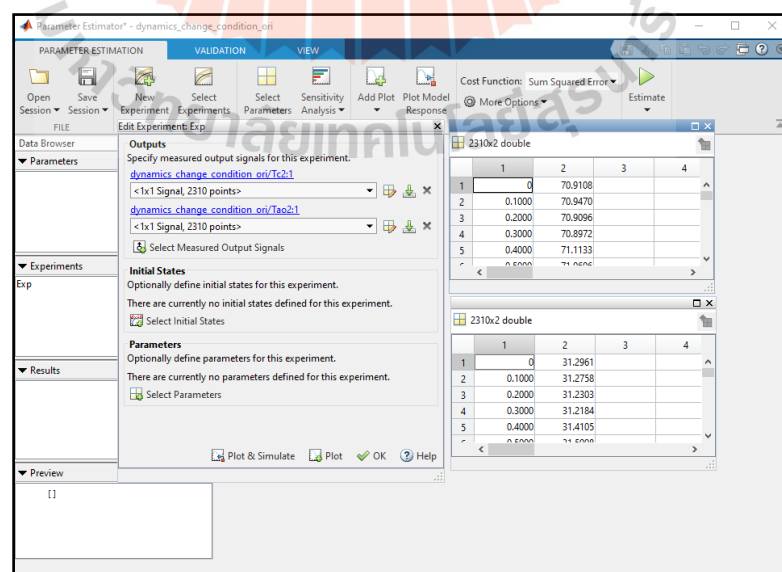
รูปที่ ข.2 กำหนดพารามิเตอร์เริ่มต้นของระบบ

- เปิด Parameter estimator บนหน้าต่างของ Simulink ในหัวข้อ APPS เลือก Parameter estimator



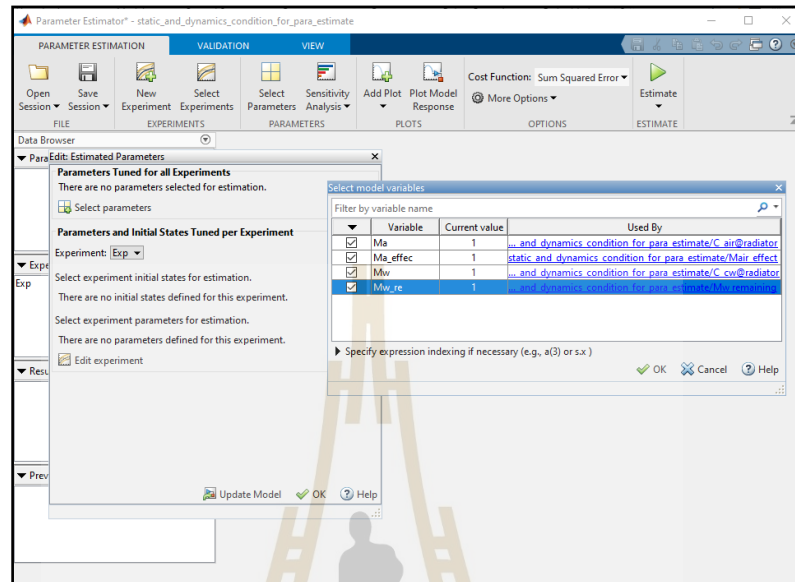
รูปที่ ข.3 ขั้นตอนการเข้า Parameter estimator

- หน้าต่าง Parameter Estimator เลือก New Experiment จากนั้นเลือก Select Measured Output Signals เลือกสัญญาณทางออกของแบบจำลอง และนำเข้าข้อมูลเอาต์พุตที่ได้ในแต่ละช่วงเวลา โดยสามารถนำเข้าไฟล์ .xlsx หรือ .csv เข้าได้



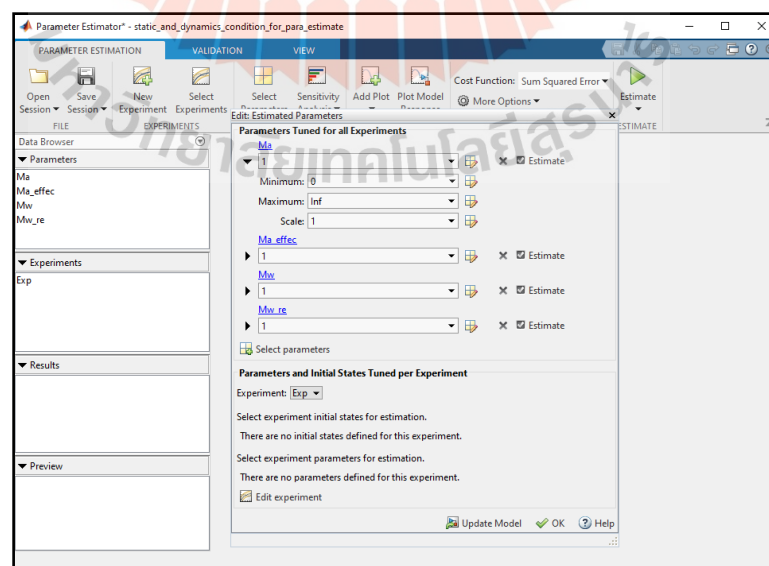
รูปที่ ข.4 ขั้นตอนการนำเข้าข้อมูล

- คำสั่ง Select Parameter เลือกพารามิเตอร์ของระบบที่ต้องการประมาณค่า ทำเครื่องหมายถูกหน้าพารามิเตอร์ที่ต้องการ จากนั้นกด OK



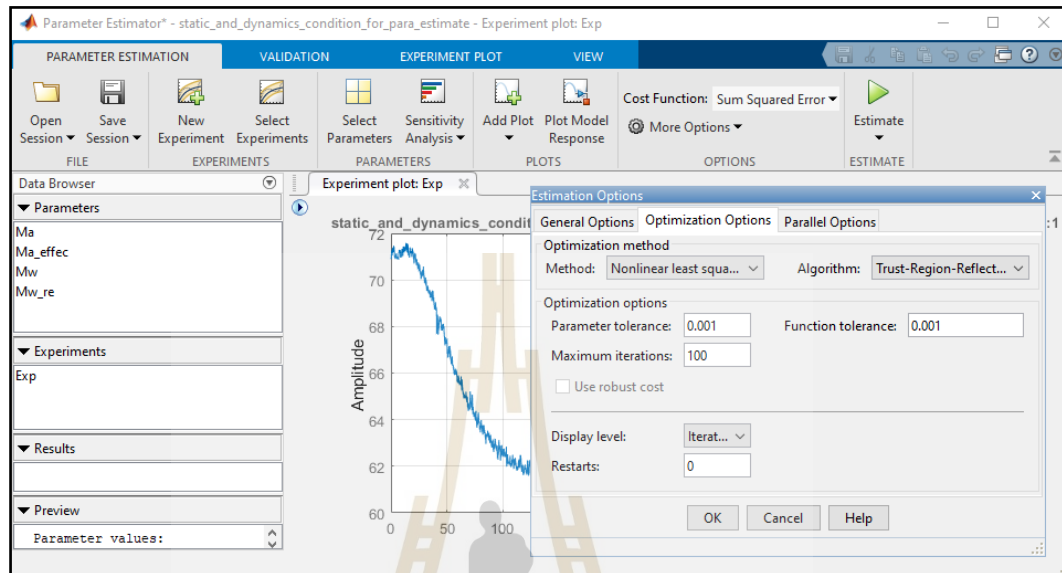
รูปที่ ข.5 เลือกพารามิเตอร์ที่ต้องการประมาณค่า

- โปรแกรมจะให้กำหนดขอบเขตของพารามิเตอร์ หากไม่ทราบให้กำหนดให้สอดคล้องกับความเป็นจริง จากนั้นกด OK



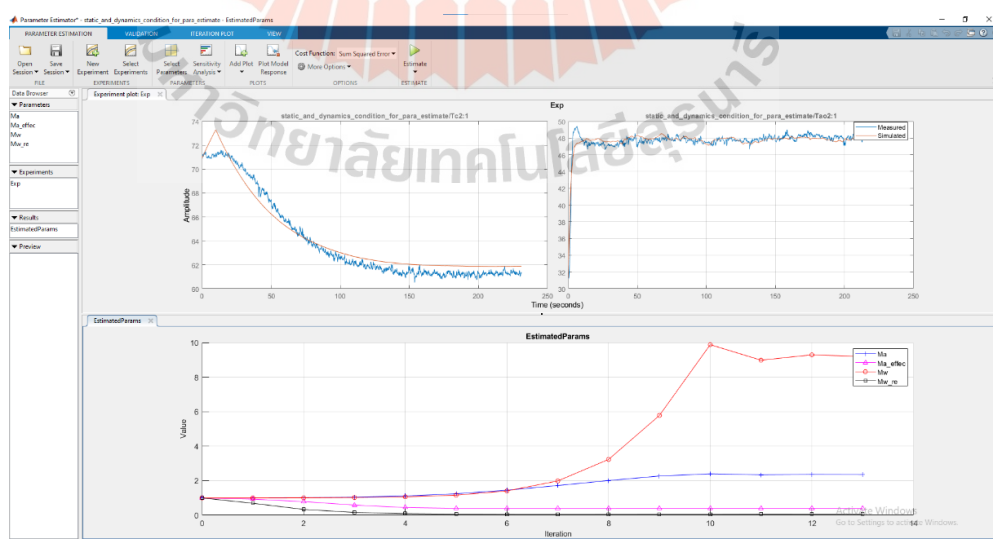
รูปที่ ข.6 ขั้นตอนกำหนดขอบเขตของพารามิเตอร์

- กด Add Plot => Exp ในการแสดงค่าที่ได้จากการทดลอง และกด More Option => Optimization Options สำหรับกำหนดรอบการค้นหาและอัลกอริทึมที่เลือกใช้



รูปที่ ข.7 ขั้นตอนการตั้งค่าวิธีการและรอบการหาที่เหมาะสม

- เลือก Estimate โปรแกรมจะคำนวณเพื่อประมาณค่าพารามิเตอร์ของแบบจำลอง ให้ใกล้เคียงกับผลการทดลองจริง เมื่อเสร็จสิ้นค่าพารามิเตอร์ถูกเก็บไว้ในหน้าต่าง Work Space



รูปที่ ข.8 กราฟแสดงผลการประมาณค่าพารามิเตอร์ของระบบ



ภาคผนวก ค

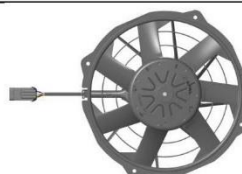
รายละเอียดของพัสดุไฟฟ้าและเซนเซอร์

ค.1 พัดลมไฟฟ้า

EV.AS.VA82A-BBL375P/R/A/N-94A 24V DUCON 2.8 L480 PC
Datasheet

1 General

| | |
|------------------|----------|
| Fan diameter Ø: | 305 mm |
| Nominal voltage: | 24 V |
| Drive family | SBL300P |
| Part number: | 30107196 |



2 Features

| | | |
|---|-----|---|
| Max fan speed | rpm | 3100 |
| Min fan speed | rpm | 800 |
| Sound pressure level at max speed | dBA | 73 – at 1 m from the fan module - lateral side |
| Weight | kg | 2.2 |
| Operating supply voltage range | V | 16.0 .. 32.0 at the Drive connector |
| Supply voltage to reach max speed | V | 26.0 .. 32.0 at the Drive connector |
| Operating ambient temperature range | °C | -40 .. +120 |
| Max operating ambient temperature @ max fan speed | °C | +95 (1) |
| Storage temperature range | °C | -40 .. +125 |
| Lifetime | h | up to 40000 hours depending on mission profile |
| Time from 0 rpm to max speed | s | 11 |
| Load dump protection (Pulse 5b) | V | 65 - Pulse peak voltage (U _S *) - ISO16750-2:2010 |
| Reverse polarity protection | | ISO 16750-1 functional status class C - device fully functional after correcting the polarity |
| Notes: (1) Few minutes ambient temperature transients do not engage the derating owing to the thermal inertia of the system. Overloads may anticipate derating. | | |

Any unauthorized use and / or copy of this document is strictly forbidden

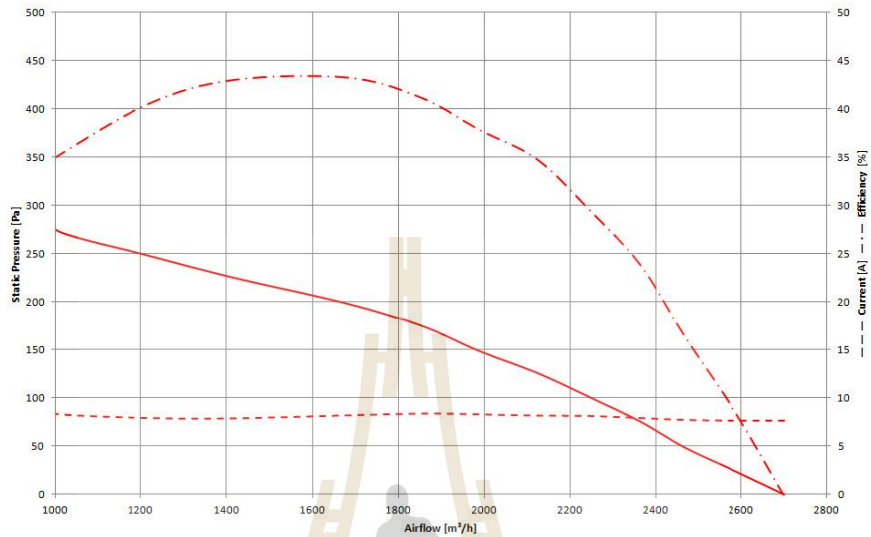
DOCDS-30107196-000.DOCX
SPAL Automotive srl - Via per Carpi 26/b - 42015 Correggio (R.E.) – Italy
info@spalautomotive.com - www.spal.it - ☎ +39 0522 731 311

template number / name: 012 / 12 datasheet 27.dobt
Revision: 001
page 1 of 13

EV.AS.VA82A-BBL375P/R/A/N-94A 24V DUCON 2.8 L480 PC
Datasheet



3 Air performance at maximum speed



Air density 1.21 kg / m³ - Test number: #14048 - Test bench compliant to ANSI AMCA 210
 TAMB = 20 °C ± 5 °C - UB = 26.0 V at the Drive connector

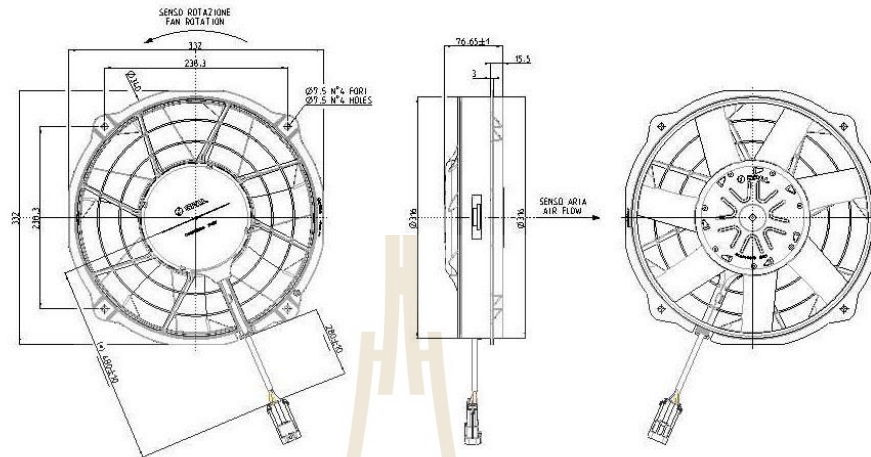


Any unauthorized use and / or copy of this document is strictly forbidden

EV.AS.VA82A-BBL375P/R/A/N-94A 24V DUCON 2.8 L480 PC
 Datasheet



4 Mechanical data

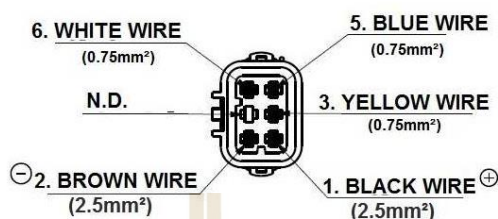


Fixing recommendation: use M6 bolts for fixing. Nominal tightening torque 5 +1/0 Nm
 Nominal torque defined for brand new, clean and lubricant-free bolts.

EV.AS.VA82A-BBL375P/R/A/N-94A 24V DUCON 2.8 L480 PC
 Datasheet



5 Connector and wires



| Connector part number : DELPHI 12185126 | | | | | | |
|--|----------|----------|----------|----------|----------|----------|
| Secondary lock part number : DELPHI 12185000 | | | | | | |
| Pin number | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 |
| Identification | +D | -D | PWMA / E | N.D. | EI | FO |
| Wire Color | Black | Brown | Yellow | - | Blue | White |
| Sealing | 15324973 | 15324973 | 15324974 | 10730124 | 15324974 | 15324974 |
| Pin | 12185237 | 12185237 | 12185129 | - | 12185129 | 12185129 |
| Sect. [mm ²] | 2.5 | 2.5 | 0.75 | - | 0.75 | 0.75 |

For abbreviations see chapter 8.2 Drive pin functions

NOTE: Never handle the fan module via the cable harness

EV.AS.VA82A-BBL375P/R/A/N-94A 24V DUCON 2.8 L480 PC
Datasheet



6 Further Features

| | | |
|---------------------------------|-----|---|
| Compliance | | ECE Reg. 10-04 and updates - Automotive EMC directive. 2002/95/EC RoHS - Hazardous Substances 2000/53/EC and updates - End-of Life Vehicle |
| Ingress Protection | | IP 68 and IP6K9K design |
| Allowed power supply max ripple | rms | 1 % - contact SPAL for special needs |
| Fuse protection | | An automotive fuse according ISO8820 must be chosen and used by the customer in the application wire harness. Each drive must be protected by the unique proper fuse (e.g. in case of double fan modules, two fuses are needed) |

7 Measurement conditions

The below conditions are assumed:

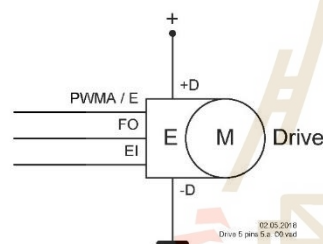
- $T_{AMB} = 20\text{ }^{\circ}\text{C} \pm 5\text{ }^{\circ}\text{C}$ and
- Supply voltage **UB** = 26.0 V at the **Drive** connector

unless otherwise specified.

8 Hardware functions

8.1 Drive diagram

The Drive diagram is shown below.



E stands for integrated electronics. M stands for motor. Drive stands for motor with axial integrated electronics.

8.2 Drive pin functions

The electrical Drive interface consists of 5 pins:

Power pins:

- supply voltage plus: +D
- supply voltage minus: -D

Signal pins:

1. Input: digital PWM input / active high: PWMA / E
2. Output: feedback output / active high: FO
3. Input: economy input / active high: EI

The signal pin PWMA / E and EI are used to control the Drive mode. PWMA / E it is the control input.

PWMA / E can be a digital PWM active high signal or an Analog signal.

It is called digital PWMA input / active high because the signal processing of a PWM signal applied to the input PWMA / E is done in such a way that the PWM signal is filtered and then read with an analog input by the microcontroller of the Drive electronics. In this way also relatively high PWM base frequencies can be used (>100Hz).

Any unauthorized use and / or copy of this document is strictly forbidden

DOCDS-30107196-000.DOCX

SPAL Automotive srl - Via per Carpi 26/b - 42015 Correggio (R.E.) - Italy
info@spalautomotive.com - www.spal.it - ☎ +39 0522 731 311

template number / name: 012 / 12 datasheet 27.dobx

Revision: 001
 page 5 of 13

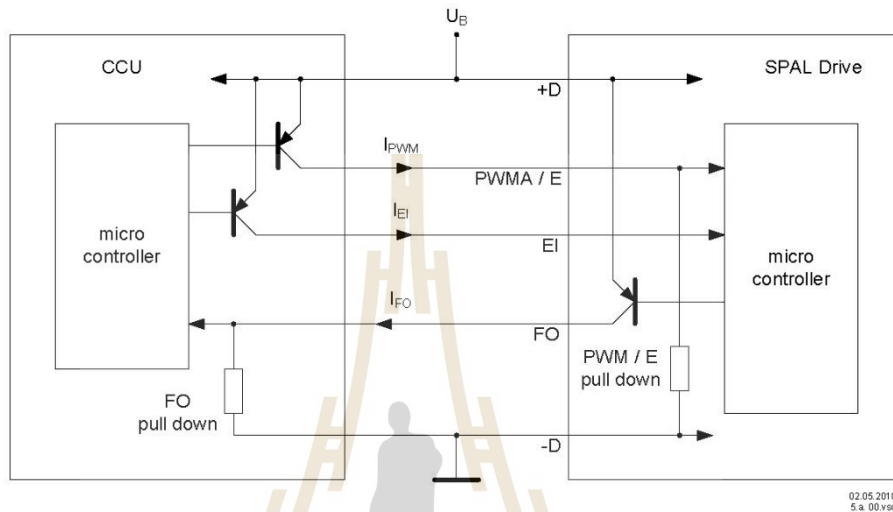
EV.AS.VA82A-BBL375P/R/A/N-94A 24V DUCON 2.8 L480 PC Datasheet



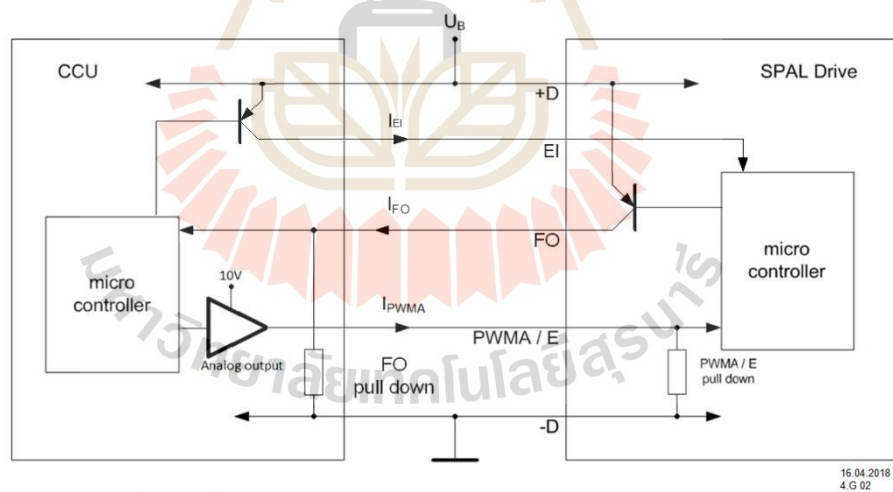
The signal pin FO is used to notify the Drive status.

8.3 Drive interface

The Drive interface, i.e. the connections between the CCU (Custom Control Unit) and the Drive, is depicted in the following picture.



Connection with digital PWM signal active high



Connection with Analog signal

Any unauthorized use and / or copy of this document is strictly forbidden

EV.AS.VA82A-BBL375P/R/A/N-94A 24V DUCON 2.8 L480 PC Datasheet



The CCU electronics and the Drive electronics are connected via three unidirectional lines.

The PWM signal for the input PWMA / E comes from the CCU electronics and uses a pull down resistor (PWMA / E pull down) located in the Drive electronics to determine the recessive level.

This pull down resistor is connected to the supply voltage minus: -D / GND.

The dominant level on the input PWMA / E is high level, provided by the switching to plus stage depicted in above figure as a bipolar pnp transistor in the CCU.

The signal for the input EI comes from the CCU electronics and uses a pull down resistor (EI pull down) located in the Drive electronics to determine the recessive level.

This pull down resistor is connected to the supply voltage minus: -D / GND.

The dominant level on the input EI is high level, provided by the switching to plus stage depicted in above figure as a bipolar pnp transistor in the CCU.

The difference between the inputs PWMA / E and EI is the waking up function:

PWMA / E is also waking up the Drive from Quiescent current mode.

EI is not waking up the Drive from Quiescent current mode.

This means to use the input EI also the input PWM / E must be on dominant level. Or in other words the input EI alone cannot be used.

The output FO comes from the Drive electronics and uses a pull down resistor (FO pull down) located in the CCU electronics.

The dominant level on output FO is high level, provided by the switching to high stage depicted in above figure as a bipolar pnp transistor in the Drive.

9 Interface hardware

9.1 Interface hardware for Digital control: pin PWMA / E

The input PWMA / E is used to wake up the Drive from Quiescent current mode. Any PWM duty cycle that guarantees a pulse going to the dominant level for more than T_{wakeup} will wake up the Drive electronics.

| Parameters | Min | Typical | Max | Unit | Denomination |
|--------------------------------------|-------|---------|-------|---------|------------------------------|
| PWMA / E frequency range | 50 | | 50000 | Hz | f_{PWM} 3) |
| PWMA / E duty cycle range | 0 | | 100 | % | $dc_{min} \dots dc_{max}$ 4) |
| PWMA / E high level voltage | 12 | | | V | U_{PWMH1} |
| PWMA / E low level voltage | | | 1 | V | U_{PWML1} |
| PWMA / E resolution | | ± 1 | | % | dc_{resol} |
| PWMA / E accuracy | | ± 3 | | % | dc_{accu} |
| PWMA / E current | -10 % | 0.45 | +10 % | mA | I_{PWMA} |
| PWMA activation level | 4 | 7 | 9 | % | dc_{Eact} 2) |
| PWMA / E leakage (quiescent) current | | | 4 | μA | |
| PWMA / E wake up voltage | 1.4 | | | V | DC_{PWMA1} |
| PWMA / E duration for wakeup | 150 | | | μs | T_{wakeup} |

1): the PWMA thresholds consider a temperature range of -40 °C to 120 °C in the electronics

2): the activation level dc_{Eact} considers a temperature range of -40 °C to 120 °C in the electronics

3): for SPAL production line internal reasons there is a test mode implemented which is activated at a PWM frequency range from 6 Hz to 20 Hz with dedicated duty cycles for various test modes.

The application must not use this frequency range!

4): for dc around the Min level the fan can be power-on or power-off, see dc_{Eact} . For dc more than Max level must consider the maximum speed

9.2 Analog control: pin PWMA / E

The input PWMA / E is used to wake up the Drive from Quiescent current mode. Any Analog signal that guarantees a voltage more than DC_{PWMA} will wake up the Drive electronics.

| Parameters | Min | Typical | Max | Unit | Denomination |
|-----------------------------------|-------|---------|-------|------|-------------------|
| PWMA / E nominal voltage range | 0 | | 10 | V | |
| PWMA / E current | -10 % | 0.25 | +10 % | mA | I_{PWMA} at 10V |
| PWMA / E absolute maximum voltage | -32 | | 35 | V | |

Any unauthorized use and / or copy of this document is strictly forbidden

DOCDS-30107196-000.DOCX

SPAL Automotive srl - Via per Carpi 26/b - 42015 Correggio (R.E.) - Italy
info@spalautomotive.com - www.spal.it - ☎ +39 0522 731 311

template number / name: 012 / 12 datasheet 27.dotx

Revision: 001
page 7 of 13

EV.AS.VA82A-BBL375P/R/A/N-94A 24V DUCON 2.8 L480 PC
Datasheet



| Parameters | Min | Typical | Max | Unit | Denomination |
|--------------------------------------|-----|---------|-----|---------------|-----------------------|
| PWMA / E leakage (quiescent) current | | | 4 | μA | |
| PWMA / E wake up voltage | 1.4 | | | V | DC _{PWMA} 1) |

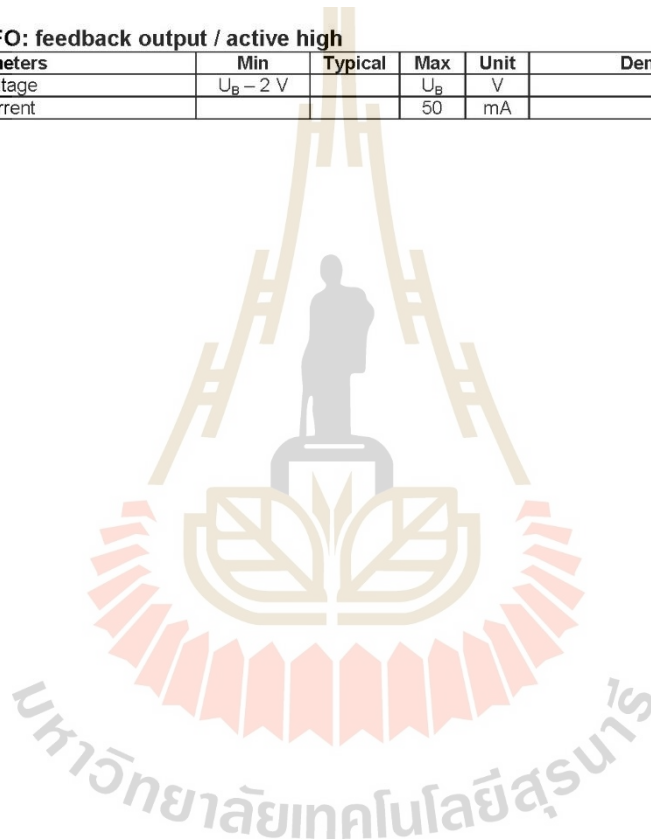
1): the PWMA thresholds consider a temperature range of -40 °C to 120 °C in the electronics

9.3 EI: economy input / active high

| Parameters | Min | Typical | Max | Unit | Denomination |
|------------------------------|------|----------------|------|------------|--------------|
| EI- high level input voltage | 8.8 | | 36 | V | U_{EIH} |
| EI- low level input voltage | | | 4.0 | V | U_{EIL} |
| EI- active high: max current | 0.27 | | 1.22 | mA | I_{EI} |
| EI- impedance | | 29.5 \pm 10% | | K Ω | |
| EI- speed | | 1800 \pm 5% | | rpm | |

9.4 FO: feedback output / active high

| Parameters | Min | Typical | Max | Unit | Denomination |
|------------|--------------------|---------|-------|------|--------------|
| FO voltage | $U_B - 2\text{ V}$ | | U_B | V | U_{FO} |
| FO current | | | 50 | mA | I_{FO} |



Any unauthorized use and / or copy of this document is strictly forbidden

EV.AS.VA82A-BBL375P/R/A/N-94A 24V DUCON 2.8 L480 PC Datasheet



10 Software functions

10.1 Drive modes

The Drive has different working modes related mainly to the Drive current consumption:

1. Quiescent current mode
2. Electronics active mode
3. Run mode
4. Failure mode

The Drive mode changes accordingly to the control input duty cycle on pin PWMA / E and the voltage level on the same input.

| No. | Drive mode | Current consumption | Drive speed | FO |
|-----|-------------------------|--|---|-----------|
| 1 | Quiescent current mode | < 100 μ A | 0 | Recessive |
| 2 | Electronics active mode | < 40 mA | 0 | Recessive |
| 3 | Run mode | depending on the requested speed and on the load | depending on the PWM duty cycle or the analog input voltage level | Recessive |
| 4 | Failure mode | < 40 mA | depending on the failure | Dominant |

The Quiescent current mode is entered when the pin PWMA / E is on 0 % duty cycle (recessive level) and the voltage level is 0V. The time to go into Quiescent current mode depends on the actual PWM base frequency and the number of samples for the plausibility check (see chapter 11.3). Additionally 2 s are waited after the detection of the absence of the PWM signal before finally going into Quiescent current mode. The Electronics active mode is entered with any PWM duty cycle value between 0 % and < 100 % if the condition from chapter 10 is fulfilled (T_{wakeUp}) or the voltage level is greater of 0V.

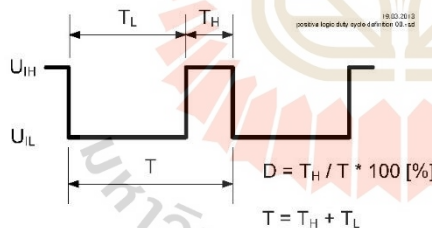
The Run mode is entered in the following cases:

- if the PWM duty cycle on pin PWMA / E has a value where the Drive is asked to run (see chapter 11.2)
- if the analog signal on pin analog input PWMA / E has a value where the Drive is asked to run (see chapter 11.4).

The Failure mode is entered in case of failures of the Drive (see chapter 11.5).

10.2 Digital control: transfer function PWM input

The transfer function PWM input is the relation between the Drive speed and the duty cycle on the pin digital PWMA input / active high: PWMA / E.



It is called "positive logic duty cycle definition".

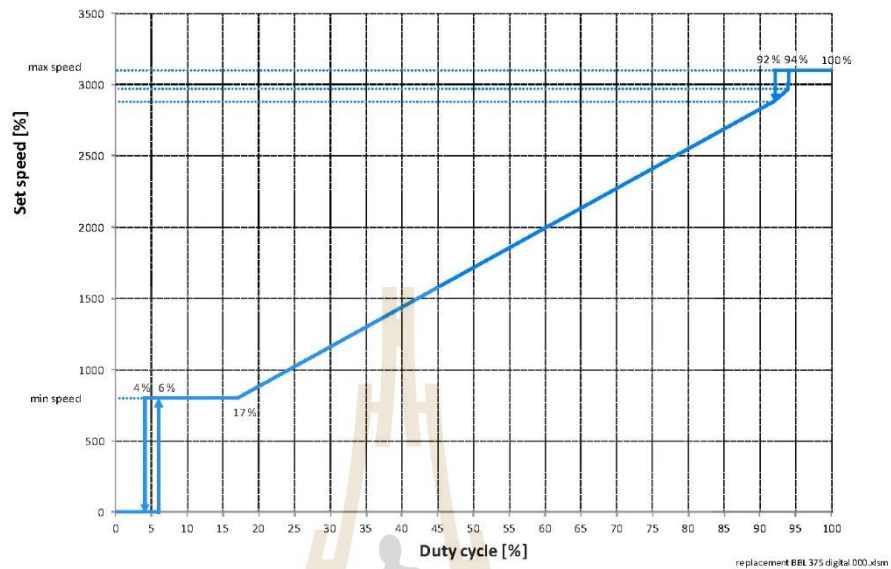
Considering this definition,

- continuous low voltage is 0 % duty cycle (recessive level)
- continuous high voltage is 100 % duty cycle (dominant level)

Based on this duty cycle definition the transfer function PWM input is shown in the following figure.

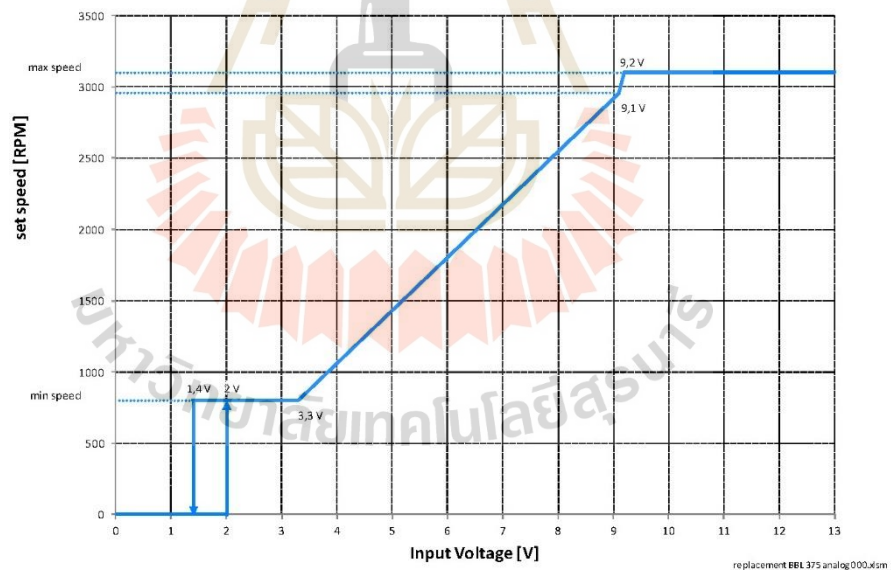
Any unauthorized use and / or copy of this document is strictly forbidden

EV.AS.VA82A-BBL375P/R/A/N-94A 24V DUCON 2.8 L480 PC
Datasheet



10.3 Analog control: transfer function analog input

The transfer function analog input is the relation between the Drive speed and the voltage on the pin PWMA/E (see following figure).



NOTE: tolerance on voltage threshold for minimum speed is 2 ± 0.5 V

Any unauthorized use and / or copy of this document is strictly forbidden

EV.AS.VA82A-BBL375P/R/A/N-94A 24V DUCON 2.8 L480 PC
Datasheet



10.4 Drive speed set point with Digital control

The PWM signal on the control input PWMA / E is measured by the Drive electronics. The PWM signal applied to the input PWMA / E is done in such a way that the PWM signal is filtered and then read with an analog input by the microcontroller of the Drive electronics.

10.5 Relation between PWMA / E and EI

In above table the Relation between PWM / E and EI can be found:

| PWM / E | EI | Drive mode | Comment |
|-------------------|-----------------|------------------------------------|---------------------------------|
| recessive level | recessive level | Quiescent current mode | |
| recessive level | dominant level | Quiescent current mode | Current flows into the input EI |
| PWM > dc_{Eact} | recessive level | Run mode / Electronics active mode | Drive follows PWM request |
| PWM > dc_{Eact} | dominant level | Run mode / Electronics active mode | Drive goes to economy speed |

For the definition of recessive and dominant see chapter 10 and 11.2.
 The economy speed is ~58 % of the max speed.

10.6 Drive mode Failure modes

There are the following cases where the Drive will go into Failure mode and stop the Drive:

| Failure modes | Handling of the failure | Notification |
|------------------------|--|--|
| Drive blocked | In case of detection of a rotor locked the following strategy is used: a delay of 3 s till the next start attempt is introduced. If this start attempt fails again a delay increased by further 3 s till the next start attempt is introduced. This delay increase is repeated till the delay between the attempts is 30 s after which no further attempts are made. | FO is set to dominant level |
| Drive overloaded | Fan speed is reduced in case of overload detection by means of current draw measurement. | FO set to recessive |
| Over current | In case of detection of a rotor locked the following strategy is used: a delay of 3 s till the next start attempt is introduced. If this start attempt fails again a delay increased by further 3 s till the next start attempt is introduced. This delay increase is repeated till the delay between the attempts is 30 s after which no further attempts are made. | FO is set to dominant level |
| Drive overheated | Fan speed is reduced in case of overheating detection (derating). Over the max operating temperature, the Drive will stop. | Over the max operating temperature FO is set to recessive level |
| Under and Over voltage | If the supply voltage is outside the specified range the Drive will stop. | FO set to recessive |
| Internal Drive failure | The Drive will stop if a failure is detected during the startup self check procedure. | FO is set to dominant level |

In all cases the Drive tries to recover from failures when a valid PWM signal is detected which asks the Drive to run.

Any unauthorized use and / or copy of this document is strictly forbidden

EV.AS.VA82A-BBL375P/R/A/N-94A 24V DUCON 2.8 L480 PC
Datasheet



11 Units and acronyms

| Unit | | Physical Quantity | Prefix | Dimension | |
|------|------------------------|-----------------------|--------|-------------------|-------|
| % | percent | Proportionality | M | 10 ⁶ | mega |
| Ω | Ohm | Electrical Resistance | k | 10 ³ | kilo |
| °C | degree Celsius | Temperature | m | 10 ⁻³ | milli |
| A | Ampere | Current | μ | 10 ⁻⁶ | micro |
| h | hours | Time | n | 10 ⁻⁹ | nano |
| dBA | deciBel (A-weighting) | Sound pressure level | p | 10 ⁻¹² | pico |
| Hz | Hertz | Frequency | | | |
| min | minute | Time | | | |
| Pa | Pascal | Pressure | | | |
| rpm | Revolutions per minute | Rotation frequency | | | |
| s | second | Time | | | |
| V | Volt | Voltage | | | |
| W | Watt | Power | | | |

Table 1: Units of measurements

| Key Word | Description |
|------------------|---|
| AMPL_IN | Amplitude PWM input signal |
| CCU | Custom Control Unit |
| Drive | Motor with axially integrated electronics |
| IGN | Ignition (KL15) |
| PWM | Pulse Width Modulation |
| R _i | Input Resistance |
| SBL | Sealed brushless |
| T | Temperature |
| T _{AMB} | Ambient Temperature |
| U _B | Supply voltage |
| U _n | Nominal supply Voltage |
| rms | root mean square |

12 Document change history

Initial document author: document author
 Latest revision: 000

| Document author | Date | Revision | Comment |
|-----------------|-------------|----------|------------------|
| SPAL TEAM | 02.0'5.2018 | 000 | Initial Version. |

Table 2: Document change history

Document status: released

Any unauthorized use and / or copy of this document is strictly forbidden

DOCDS-30107196-000.DOCX

SPAL Automotive srl - Via per Carpi 26/b - 42015 Correggio (R.E.) - Italy
info@spalautomotive.com - www.spal.it - ☎ +39 0522 731 311

template number / name: 012 / 12 datasheet 27.dotx

Revision: 001
 page 12 of 13

1.8 K Thermistor



Rev. 04/01/19



1.8K Thermistor Output Table

BAPI Sensor Specifications

H3

1.8K Thermistor Output Table

| °F | °C | Ohms | °F | °C | Ohms | °F | °C | Ohms |
|-----|--------|-------|-----|-------|------|-----|-------|------|
| -39 | -39.44 | 37793 | 37 | 2.78 | 4493 | 113 | 45.00 | 869 |
| -37 | -38.33 | 35455 | 39 | 3.89 | 4279 | 115 | 46.11 | 836 |
| -35 | -37.22 | 33277 | 41 | 5.00 | 4077 | 117 | 47.22 | 805 |
| -33 | -36.11 | 31248 | 43 | 6.11 | 3886 | 119 | 48.33 | 775 |
| -31 | -35.00 | 29356 | 45 | 7.22 | 3705 | 121 | 49.44 | 747 |
| -29 | -33.89 | 27591 | 47 | 8.33 | 3534 | 123 | 50.56 | 720 |
| -27 | -32.78 | 25945 | 49 | 9.44 | 3371 | 125 | 51.67 | 693 |
| -25 | -31.67 | 24408 | 51 | 10.56 | 3216 | 127 | 52.78 | 668 |
| -23 | -30.56 | 22972 | 53 | 11.67 | 3070 | 129 | 53.89 | 644 |
| -21 | -29.44 | 21619 | 55 | 12.78 | 2932 | 131 | 55.00 | 622 |
| -19 | -28.33 | 20365 | 57 | 13.89 | 2801 | 133 | 56.11 | 600 |
| -17 | -27.22 | 19193 | 59 | 15.00 | 2676 | 135 | 57.22 | 578 |
| -15 | -26.11 | 18096 | 61 | 16.11 | 2558 | 137 | 58.33 | 558 |
| -13 | -25.00 | 17069 | 63 | 17.22 | 2445 | 139 | 59.44 | 539 |
| -11 | -23.89 | 16107 | 65 | 18.33 | 2339 | 141 | 60.56 | 520 |
| -9 | -22.78 | 15205 | 67 | 19.44 | 2237 | 143 | 61.67 | 502 |
| -7 | -21.67 | 14360 | 69 | 20.56 | 2140 | 145 | 62.78 | 485 |
| -5 | -20.56 | 13568 | 71 | 21.67 | 2048 | 147 | 63.89 | 469 |
| -3 | -19.44 | 12818 | 73 | 22.78 | 1961 | 149 | 65.00 | 453 |
| -1 | -18.33 | 12120 | 75 | 23.89 | 1878 | 151 | 66.11 | 437 |
| 1 | -17.22 | 11466 | 77 | 25.00 | 1799 | 153 | 67.22 | 423 |
| 3 | -16.11 | 10850 | 79 | 26.11 | 1724 | 155 | 68.33 | 409 |
| 5 | -15.00 | 10272 | 81 | 27.22 | 1653 | 157 | 69.44 | 395 |
| 7 | -13.89 | 9728 | 83 | 28.33 | 1585 | 159 | 70.56 | 382 |
| 9 | -12.78 | 9217 | 85 | 29.44 | 1520 | 161 | 71.67 | 370 |
| 11 | -11.67 | 8736 | 87 | 30.56 | 1457 | 163 | 72.78 | 358 |
| 13 | -10.56 | 8283 | 89 | 31.67 | 1398 | 165 | 73.89 | 346 |
| 15 | -9.44 | 7853 | 91 | 32.78 | 1342 | 167 | 75.00 | 335 |
| 17 | -8.33 | 7451 | 93 | 33.89 | 1289 | 169 | 76.11 | 324 |
| 19 | -7.22 | 7073 | 95 | 35.00 | 1237 | 171 | 77.22 | 314 |
| 21 | -6.11 | 6716 | 97 | 36.11 | 1189 | 173 | 78.33 | 304 |
| 23 | -5.00 | 6379 | 99 | 37.22 | 1142 | 175 | 79.44 | 295 |
| 25 | -3.89 | 6062 | 101 | 38.33 | 1097 | 177 | 80.56 | 285 |
| 27 | -2.78 | 5762 | 103 | 39.44 | 1055 | 179 | 81.67 | 277 |
| 29 | -1.67 | 5479 | 105 | 40.56 | 1014 | 181 | 82.78 | 268 |
| 31 | -0.56 | 5212 | 107 | 41.67 | 975 | 183 | 83.89 | 260 |
| 33 | 0.56 | 4957 | 109 | 42.78 | 938 | 185 | 85.00 | 252 |
| 35 | 1.67 | 4718 | 111 | 43.89 | 903 | 187 | 86.11 | 244 |

* All Passive Thermistors 10K Ω and smaller are CE compliant.



Building Automation Products, Inc. • 750 North Royal Avenue, Gays Mills, WI 54631 USA
 Tel: +1-608-735-4800 • Fax: +1-608-735-4804 • Email: sales@bapivac.com • Web: www.bapivac.com

H2 Thermistor Overview

BAPI Sensor Specifications



Rev. 05/07/21

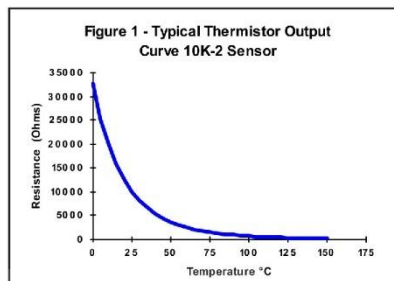


Thermistor Description

BAPI Thermistors are thermally sensitive resistors known for exhibiting a large change in resistance with only a small change in temperature. It is important to note that a thermistor's change in resistance is non-linear. It follows a pre-defined curve which is provided by the thermistor manufacturer. An example of a thermistor output curve can be seen in Figure 1.

Thermistors are manufactured to follow a specific curve with a high degree of accuracy. All BAPI thermistors have a standard accuracy of ± 0.2 °C throughout the commercial temperature range of 0 to 70 °C. BAPI also has available a higher accuracy sensor for meeting tougher specs. The extra precision [XP] line has an initial accuracy of ± 0.1 °C throughout the commercial temperature range of 0 to 70 °C. Please call for availability and pricing on [XP] line thermistors. Both accuracy levels allow BAPI thermistors to be interchanged without the extra expense of offsetting the controller.

* All Passive Thermistors 10K Ω and smaller are CE compliant.



Thermistor Specifications

DEFINITION OF SPECIFICATION TERMS

Interchangeability Tolerance (Accuracy):

The maximum amount that thermistors following the same curve will differ from each other.

Dissipation Constant:

The power needed to raise the thermistor's body temperature by 1°C. At the heart of all BAPI thermistor products is a sensor with a 2.7 mW/°C dissipation constant to ensure that self-heating stays at an absolute minimum.

Stability (drift):

The amount that the resistance characteristics of a thermistor will change. BAPI uses only the highest quality, "pre-aged" thermistors with very small drift values. Over a ten year span, BAPI thermistors will not change more than 0.1°C.

Operating Range:

The operating range shown is for the thermistor only. The mounting package may further limit the operating range and is described on each mounting type specification. The thermal time constant will also be affected based on the added mass of the stainless steel probe and moisture protection encapsulation.

Thermal Time Constant

Bare sensors are typically measured and specified in still air and are timed at the statistical 63.2% of the step temperature change. A stirred liquid test will typically result in a much faster response time and is also timed at 63.2% of the step temperature change. The time constant is always the same whatever the temperature step change may be.

Thermistor Specifications

Interchangeability Tolerance (Accuracy):

Standard Sensor: ± 0.2 °C (0 to 70 °C)
High Accuracy [XP] Sensor: ± 0.1 °C (0 to 70 °C)

Dissipation Constant: 2.7 mW/°C

Stability (drift): Less than 0.02 °C / year

Thermal Time Constant: 5 seconds (bead in still air)
.5 seconds (stirred liquid)

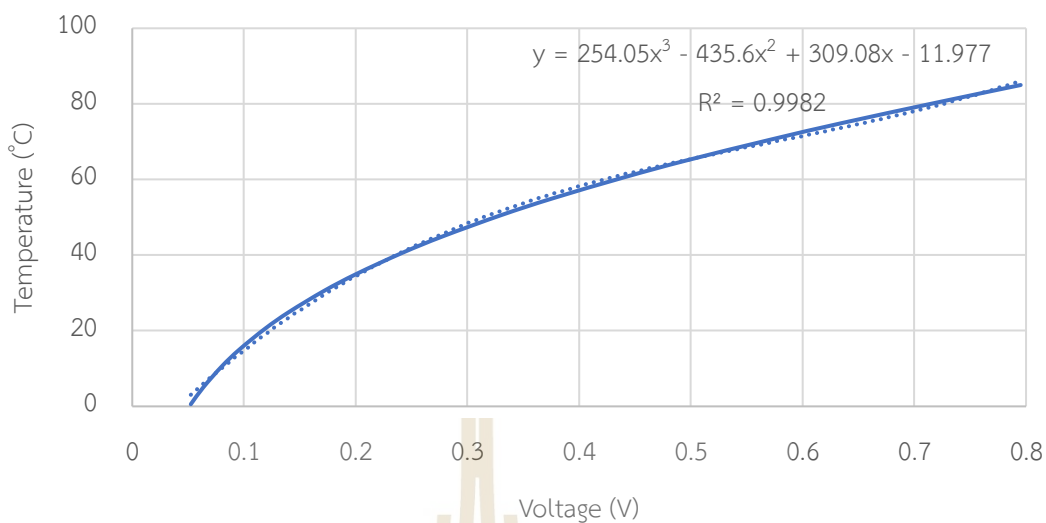
| Sensor Type | Reference Resistance | Operating Range |
|--------------|------------------------|-----------------|
| 1.8K | 1.8 K Ω @ 25 °C | -55 to 150 °C |
| 2.2K | 2.2 K Ω @ 25 °C | -55 to 150 °C |
| 3K** | 3 K Ω @ 25 °C | -55 to 150 °C |
| 3.3K | 3.3 K Ω @ 25 °C | -55 to 150 °C |
| 10K-2** | 10 K Ω @ 25 °C | -55 to 150 °C |
| 10K-3** | 10 K Ω @ 25 °C | -55 to 150 °C |
| 10K-3(11K)** | 5.2 K Ω @ 25 °C | -55 to 150 °C |
| 10K-4 | 10 K Ω @ 25 °C | -55 to 150 °C |
| 20K** | 20 K Ω @ 25 °C | -55 to 150 °C |
| 47K | 47 K Ω @ 25 °C | -55 to 150 °C |
| 50K | 50 K Ω @ 25 °C | -80 to 150 °C |
| 100K** | 100 K Ω @ 25 °C | -55 to 150 °C |

Other Thermistors are available. Contact BAPI for availability and specifications of additional thermistors.

**Available as an [XP] high accuracy sensor. Minimum quantities and long lead times may apply. 10K-2[XP] and 10K-3[XP] thermistors are typically stocked items



Building Automation Products, Inc. • 750 North Royal Avenue, Gays Mills, WI 54631 USA
Tel: +1-608-735-4800 • Fax: +1-608-735-4804 • Email: sales@bapivac.com • Web: www.bapivac.com



รูปที่ ค.1 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างสัญญาณอนาล็อกจากเทอร์มิสเตอร์กับค่าอุณหภูมิ

ค.3 K type Thermocouple

Ready-Made Insulated Thermocouples with Stripped Leads

OMEGA®

MEETS OR EXCEEDS SPECIFICATIONS OF ERROR (SLE) AND EN 60584-2: Tolerance Class 1

Convenient Packages of 5

Custom Lengths, Insulations, and Configurations Available

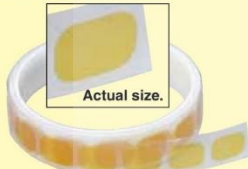


- ✓ Available from Stock in Convenient 5-Packs
- ✓ PFA, Kapton®, or Glass Braid Insulation
- ✓ 20, 24, 30, 36 and 40 AWG Wires
- ✓ 1 and 2 m (40 and 80") Lengths Standard
- ✓ NIST Calibration Available
- ✓ OEM Quantities Available



Fine 40-Gage PFA Wire KAPTON® Insulation

Also Available TAP Adhesive Labels
 Thermocouple Adhesive Labels secure wire probes to surfaces. TAP adhesive labels have a thickness of 0.064 mm (0.0022") and can be used at a maximum temperature of 180°C (356°F). They are made of a polyimide film with a silicone pressure sensitive adhesive.
 Visit us online for details and ordering information.

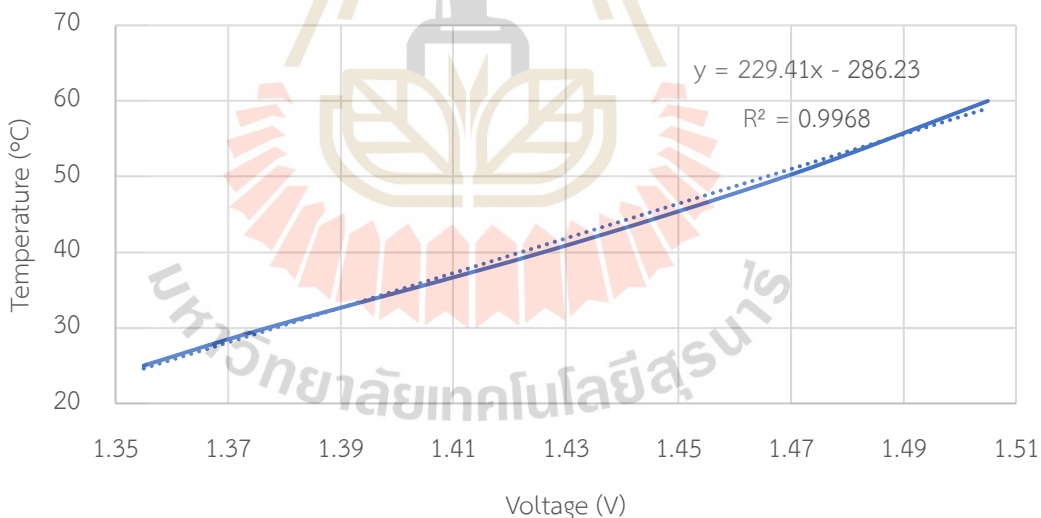


Model TAP, roll of 100 adhesive labels, shown smaller than actual size.

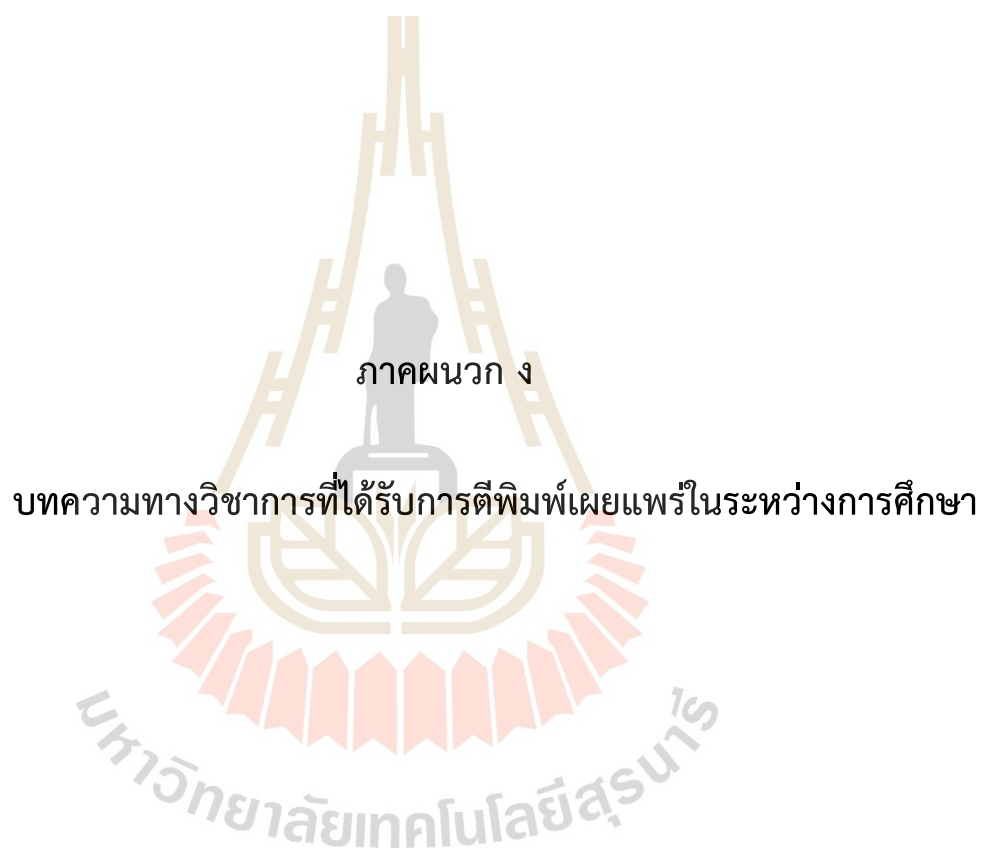
| To Order | | | |
|------------------------------|-------------|---------------------|-------------|
| Model No. ANSI Color Code | AWG Gage | Diameter mm (In) | Insulation |
| 5TC-GG-(*)-20-(**) | 20 | 0.81 (0.032) | Glass Braid |
| 5TC-GG-(*)-24-(**) | 24 | 0.51 (0.020) | Glass Braid |
| 5TC-GG-(*)-30-(**) | 30 | 0.25 (0.010) | Glass Braid |
| 5TC-GG-(*)-36-(**) | 36 | 0.13 (0.005) | Glass Braid |
| 5TC-TT-(*)-20-(**) | 20 | 0.81 (0.032) | PFA |
| 5TC-TT-(*)-24-(**) | 24 | 0.51 (0.020) | PFA |
| 5TC-TT-(*)-30-(**) | 30 | 0.25 (0.010) | PFA |
| 5TC-TT-(*)-36-(**) | 36 | 0.13 (0.005) | PFA |
| 5TC-TT-(*)-40-(**) | 40 | 0.08 (0.003) | PFA |
| 5TC-KK-(*)-20-(**) | 20 | 0.81 (0.032) | Kapton® |
| 5TC-KK-(*)-24-(**) | 24 | 0.51 (0.020) | Kapton® |
| 5TC-KK-(*)-30-(**) | 30 | 0.25 (0.010) | Kapton® |

* Insert calibration J, K, T, or E. ** Specify length, insert "36" for 1 m or "72" for 2 m length.
 Note: For GG or TT wire, additional cost per additional 300 mm (12") per package of 5.
 For KK wire, additional cost per additional 300 mm (12") per package of 5.
 For a male straight M8 plug add "M8-S-M" to the model number for additional cost, for a male straight M12 plug add "M12-S-M" to the model number for additional cost.
 For a male right-angled M8 plug add "M8-R-M" to the model number for additional cost, for a male right-angled M12 plug add "M12-S-M" to the model number for additional cost.
Ordering Example: 5TC-TT-K-30-36, 5 pack, PFA insulated thermocouples, Type K calibration (CHROMEGA®-ALOMEGA®), 30 AWG, 1 m (40") long, stripped lead termination.

A-21



รูปที่ ค.2 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างสัญญาณอนาล็อกจากเทอร์โมคัปเปิลกับค่าอุณหภูมิ



ภาคผนวก ง

บทความทางวิชาการที่ได้รับการตีพิมพ์เผยแพร่ในระหว่างการศึกษา

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี

รายชื่อบทความที่ได้รับการตีพิมพ์เผยแพร่ในระหว่างศึกษา

อภิเศรษฐ์ โกสินทร์ ติรพรชัยศรี ศรีอ่อน และจิระพล ศรีเสริฐผล. (2566) “การจำลองพฤติกรรมของระบบระบายความร้อนด้วยไฟฟ้าของรถบัสโดยสาร ด้วยโปรแกรม MATLAB Simulink” งานประชุมวิชาการระดับชาติสวทศ 2023 ครั้งที่ 5 ณ มหาวิทยาลัยสวทศ วันที่ 9 มิถุนายน พ.ศ.2566 จำนวน 10 หน้า.

Kosin, A., Kosiyannurak, A., Sri-on T., Pothi, N., and Srisertpol, J. (2023) **Efficiency and Control: Modelling and Validation of an Electric Fan Bus Cooling System.** The 13th TSME International Conference on Mechanical Engineering. 12 – 15 December. Chiang Mai. Thailand.



AME0016

Efficiency and Control: Modelling and Validation of an Electric Fan Bus Cooling System

Apises Kosin, Akkharachai Kosiyannurak, Theeraphat Sri-on, Natachai Pothi and Jiraphon Srisertpol*

School of Mechatronics Engineering, Institute of Engineering, Suranaree university of Technology, 111 University avenue, Muang district, Nakhon Ratchasima, 30000, Thailand

* Corresponding Author: jiraphon@sut.ac.th

Abstract. The cooling systems in the majority of passenger buses typically depend on mechanical or hydraulic cooling systems. These systems utilize the engine's generated energy to function, leading to increased engine workload and higher fuel consumption. However, an electric cooling system presents the advantage of reducing the engine's workload and providing enhanced control. This paper focuses on modelling, validating, and presenting experimental results of an electric fan bus cooling system. Additionally, it aims to design a control system specifically tailored to the engine's operating conditions.

Keywords: Electric fan bus cooling system, Heat exchanger, MATLAB/Simulink.

1. Introduction

Currently, electric vehicles (EVs) for mass transportation have gained significant attention in the automotive industry, surpassing the production of internal combustion engine (ICE) vehicles [15]. This is because ICE engines require fossil fuels as an energy source, resulting in energy losses through incomplete combustion (exhaust gas), leading to environmental pollution [15, 3]. Additionally, energy losses occur from the cooling system and internal friction, reducing the engine's overall efficiency to approximately 34-38% [10]. Consequently, automotive manufacturers have been modifying the powertrain components from ICE engines to efficient electric motors, with lower maintenance costs, to meet increasing consumer demands. However, certain components can generate heat during operation within the structure of electric vehicle systems (EVs) [2, 14]. This can impact system performance and decrease the lifespan of electrical components. Examples of heat sources include electric motors in the powertrain system, heat generated within the control system unit, heat exchange systems in air conditioning [6], and notably, the heat generated within the battery or energy storage system during operation and charging [11-13]. Since these components account for approximately 30% - 50% of the EV's total cost [5], they require careful temperature control during operation to optimize efficiency and minimize damage to the battery and other components. Therefore, to ensure that all components of an EV work together efficiently, a temperature control system or effective heat dissipation system is essential. This system must maintain the appropriate temperature for the operation of electrical components in different areas. Generally, the radiator is an essential heat exchanger that uses both water and air for heat exchange. It works in conjunction with fans and electric pumps to circulate air and water

within the radiator system, helping to dissipate heat and control the temperature of electrical components or areas that require heat dissipation in electric vehicles [1, 6-7, 15].

This research study investigates and tests a water and air-based heat dissipation system, particularly the radiator, to assess the temperature response of the radiator system. The data obtained is used to estimate the parameters of the radiator system in a mathematical model. This mathematical model's results are compared and validated against the actual system's responses to confirm that the mathematical model of the heat exchange system using the radiator is accurate and suitable for future applications [1, 4, 8-9]. This model can be effectively employed for the design of a radiator cooling system controller that is both accurate and suitable for future applications.

2. Cooling System

2.1. Experimental cooling systems setup

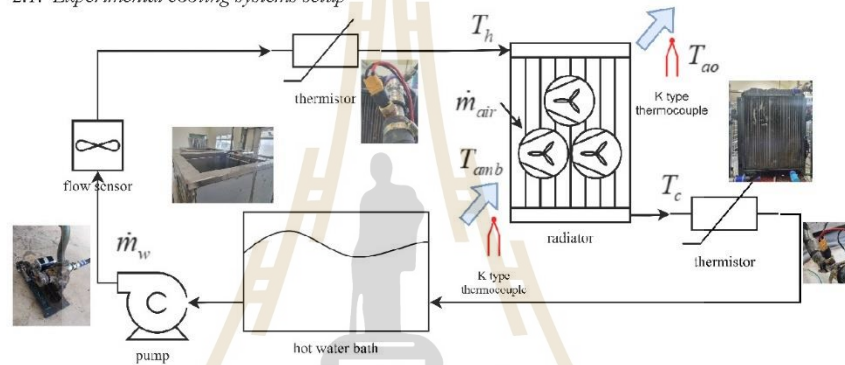


Figure 1. Experimental setup

The experimental setup for the passenger bus cooling system that show in figure 1, comprises multiple components designed to replicate the heat dissipation process. It features a hot water bath with an electric heater for simulating heat generation, an engine water pump regulated by a PID controller to maintain a consistent water flow rate, and a radiator that efficiently transfers heat from the hot water to the incoming air, aided by three fans. To ensure precise temperature regulation, the system employs NTC thermistor and K-type thermocouple sensors to measure water and air temperatures. The primary objective of this setup is to collect experimental data enabling the control of water flow rates, maintaining them at a constant level while manipulating air flow rates through adjustments in fan speed and fan count. During testing, the hot water bath is maintained at temperatures ranging from 70 to 80 degrees Celsius, with a constant water flow rate of 0.45 kg/s and the water pump operating at 800 rpm. Four distinct cases are tested, each varying fan speed and count, aimed at observing the system's response to temperature changes in the water and air inlet and outlet. The gathered experimental data will be compared to simulation results from MATLAB/Simulink to validate the accuracy of the model against real-world conditions.

2.2. Mathematic Model

The heat transfer rate, water temperature, and air at the radiator outlet are analysed using mathematical models to calculate the overall heat transfer coefficient, U , as described in Equation 1, in conjunction with Equations 2 through 4 and 17. Subsequently, Pr and NU values are determined using Equations 9, 10, and 11 to obtain the effectiveness (ϵ), which is then integrated into the mathematical model of the system, represented in Equation 12, this equation serves as the energy balance equation of

the system, considering the energy changes of the cooling water flowing through the radiator. The cooling water's energy change is equal to the sum of all energy exchanges that occur, in addition to Equation 13, which is used to assess the energy changes of the moving cooling air. Equation 14 is employed to evaluate the heat transfer rate to study the thermal dynamic behaviour of the system. The system of equations presented can be used to assess the thermodynamic behaviour of the heat dissipation system in this research.

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_w A_w} + \frac{1}{\eta_f h_a A_a} \quad (1)$$

$$\text{Re} = \frac{\rho v D_H}{\mu} \quad (2)$$

$$D_h = \frac{2ab}{a+b} \quad (3)$$

$$D_h = \frac{b \sin \theta}{a + \sin \frac{\theta}{2}} \quad (4)$$

$$\text{Nu} = 0.023 \times \text{Re}^{0.8} \times \text{Pr}^{1/3} \quad (5)$$

$$\text{Nu} = 3.66 \times \left(\frac{\text{Re} \times \text{Pr}}{1.07} \right)^{1/3} \quad (6)$$

$$\text{Pr} = \frac{c_p \mu}{k} \quad (7)$$

$$\text{Nu} = \frac{h D_H}{k} \quad (8)$$

$$\text{NTU} = \frac{U \bar{A}}{k} \quad (9)$$

$$\varepsilon = 1 - \exp \left\{ \frac{\text{NTU}^{0.22}}{c} \left[\exp(-c \cdot \text{NTU}^{0.78}) - 1 \right] \right\} \quad (10)$$

$$c = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (11)$$

water

$$\rho_w \forall_{\text{rad}} C_{p,w} \frac{dT_c}{dt} = \dot{m}_w C_{p,w} T_h - Q_{\text{ex}} - \dot{m}_w C_{p,w} T_c \quad (12)$$

air

$$\rho_a \forall_{\text{air}} C_{p,a} \frac{dT_{ao}}{dt} = \dot{m}_{\text{air}} C_{p,\text{air}} T_{\text{amb}} - Q_{\text{ex}} - \dot{m}_{\text{air}} C_{p,\text{air}} T_{ao} \quad (13)$$

Heat exchanger

$$Q_{\text{ex}} = UA \Delta T_{\text{LMT}} F \quad (14)$$

$$\Delta T_{\text{LMT}} = \frac{(T_h - T_{ao}) - (T_c - T_{\text{amb}})}{\ln \left(\frac{T_h - T_{ao}}{T_c - T_{\text{amb}}} \right)} \quad (15)$$

$$U = \frac{1}{h_i} + \frac{L}{k} + \frac{1}{h_o} \quad (16)$$

$$h = f(\dot{\Psi}, \text{duct area}) \quad (17)$$

$$\dot{Q}_{\text{rad}} = UA \Delta T_{\text{LMT}(\varepsilon)} F \quad (18)$$

3. Experimental and Simulation Results

3.1. Experimental results

In the experiment, the heat exchange system's response was studied while maintaining a constant water pump speed of 800 rpm, resulting in a consistent water flow rate. The airflow rate was adjusted by controlling the operation of the system's fans at four distinct levels: 2.88 kg/s (Case a: activating all fans at 85%), 1.95 kg/s (Case b: activating all fans at 60%), 1.92 kg/s (Case c: turning on fan No. 1 & 2 at 85%), and 1.30 kg/s (Case d: turning on fan No. 1 & 2 at 60%). This investigation aimed to analyze the heat exchange system's response with respect to the radiator equipment. The results are illustrated by changes in the inlet water temperature (T_{wi}), outlet water temperature (T_{wo}), inlet air temperature (T_{ai}), and outlet air temperature (T_{ao}), as displayed in Figure 2.

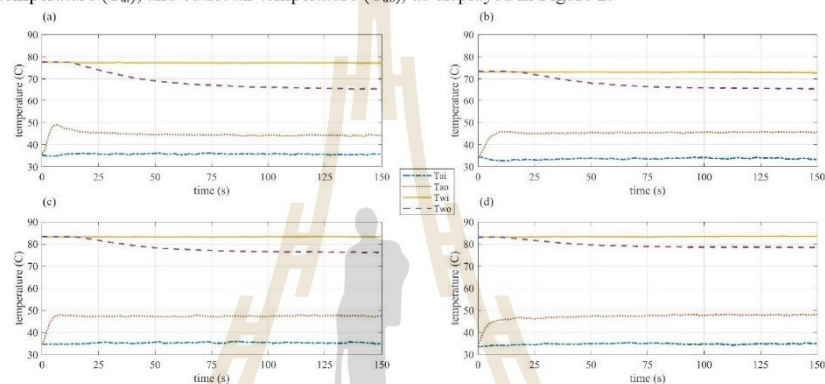


Figure 2. The outlet temperature of cooling air and cooling water (a) Case a: Turn On all fan at 85 % (b) Case b: Turn On all fan at 60 % (c) Case c: Turn On fan No 1 & 2 at 85 % (d) Case d : Turn On fan No. 1 & 2 at 60 %.

3.2. Static performance

Table 1. Result of parameter estimation.

| case No. | fan condition | pump condition | mass flow rate (kg/s) | | M_w | M_a | $M_{w_residual}$ | M_{amb_effect} |
|----------|---------------|----------------|-----------------------|------|--------|-------|-------------------|-------------------|
| | | | water | air | | | | |
| 1 | 3-85% | 800 rpm | 0.45 | 2.88 | 14.062 | 8.201 | 0.067 | 0.102 |
| 2 | 3-60% | 800 rpm | 0.45 | 1.95 | 13.458 | 8.472 | 0.045 | 0.275 |
| 3 | 2-85% | 800 rpm | 0.45 | 1.92 | 13.931 | 7.208 | 0.038 | 0.287 |
| 4 | 2-60% | 800 rpm | 0.45 | 1.30 | 12.368 | 4.940 | 0.028 | 0.288 |

The provided equation (12.13) serves as the basis for constructing a mathematical model that encompasses several key parameters, including Parameter Estimator, M_w , M_a , $M_{w_residual}$, and M_{amb_effect} , across four distinct cases.

In particular, when examining M_w , M_a , $M_{w_residual}$, it becomes evident that lower airflow rates result in a corresponding decrease in the values of these parameters. This trend can be attributed to the roles played by M_w (representing the mass of water responsible for heat transfer) and M_a (representing the mass of air contributing to heat transfer). $M_{w_residual}$ denotes the mass of water that remains within

the pipeline. As the airflow rate decreases, the available air mass for heat exchange diminishes, consequently leading to reduced values for M_w , M_a , $M_{w_residual}$.

On the other hand, an inverse relationship is observed with M_{amb_effect} in relation to airflow rate. As the airflow rate increases, M_{amb_effect} diminishes. This phenomenon arises due to the fact that higher airflow rates limit the fan's intake of ambient air that has not accumulated heat. In essence, elevated airflow rates reduce the fan's capacity to draw in cooler ambient air. As a result, the M_{amb_effect} value decreases. Conversely, lower airflow rates prompt the fan to intake a larger mass of air from the environment, which possesses less accumulated heat, leading to an increase in the M_{amb_effect} value.

In summary, the airflow rate plays a pivotal role in influencing the behaviour of these parameters within the mathematical model. Lower airflow rates tend to decrease the values of M_w , M_a , $M_{w_residual}$ while increasing the value of M_{amb_effect} . Conversely, higher airflow rates exert the opposite effect on these parameters. This observation underscores the crucial role of airflow rate in shaping the dynamics of heat transfer under investigation.

Table 2. Steady state response.

| mass flow air (kg/s) | mass flow water (kg/s) | | | | Q (W) | A(m ²) |
|-------------------------|------------------------|---------------------|----------------------|-------|----------|--------------------|
| | 0.452 (800 rpm) | | | | | |
| | Water | | Air | | | |
| T _{in} (C) | T _{out} (C) | T _{in} (C) | T _{out} (C) | | | |
| 2.88 | 77.15 | 65.49 | 35.67 | 44.12 | 22142.47 | 4.22 |
| 1.95 | 72.95 | 65.54 | 33.64 | 45.60 | 16373.44 | 3.23 |
| 1.92 | 83.27 | 76.30 | 35.29 | 47.38 | 13229.17 | 2.36 |
| 1.30 | 83.39 | 78.63 | 34.84 | 47.83 | 9025.19 | 1.77 |

From the table 2, demonstrates a clear relationship between heat transfer area (A) and airflow rate, revealing a direct correlation. This connection arises because higher airflow rates result in greater temperature differences (ΔT), consequently leading to higher Q values. This relationship is mathematically represented by the heat transfer rate equation, from Figure 1, that the heat transfer area is not uniformly distributed across the entire cross-section of the radiator.

Case 1, boasting an airflow rate of 2.88 kg/s and the operation of all three fans at 85% power, exhibits the largest heat transfer area, measuring 4.22 m². Conversely, Case 4, with an airflow rate of 1.3 kg/s and the activation of both fans at 60% power, demonstrates the smallest heat transfer area of 1.77 m². Cases 2 and 3, with airflow rates of 1.95 kg/s and 1.92 kg/s, respectively, exhibit slightly different airflow rates, resulting in distinct heat transfer areas of 3.23 m² and 2.36 m², respectively. This divergence can be attributed to the number of fans in operation. Case 2 employs three fans at 85% fan power, while Case 3 utilizes only two fans at 60% fan power. Despite their similar airflow rates, the presence of additional fans in Case 2 allows for more efficient heat exchange, leading to noticeable differences in heat transfer area.

Table 3. The experimental and modelling compare.

| Case | Mass flow rate (kg/s) | | Water outlet temperature (C) | | | Air outlet temperature (C) | | | heat exchange rate (W) | | |
|------|-----------------------|------|------------------------------|-------|-------|----------------------------|-------|-------|------------------------|----------|-------|
| | Water | Air | Exp. | Sim. | %err. | Exp. | Sim. | %err. | Exp. | Sim. | %err. |
| 1 | 0.45 | 2.88 | 65.49 | 65.78 | 0.44 | 44.12 | 43.12 | 2.26 | 22179.37 | 21614.23 | 2.55 |
| 2 | 0.45 | 1.95 | 65.54 | 65.40 | 0.22 | 45.60 | 40.95 | 10.19 | 14079.90 | 14349.28 | 1.91 |
| 3 | 0.45 | 1.92 | 76.30 | 76.17 | 0.17 | 47.38 | 42.27 | 10.79 | 13251.22 | 13495.22 | 1.84 |
| 4 | 0.45 | 1.30 | 78.63 | 78.45 | 0.23 | 47.83 | 42.01 | 12.17 | 9040.23 | 9386.00 | 3.82 |

The table 3. was utilized to compare the experimental and modelling values, assessing the accuracy of the created model. The water outlet temperature, with a water mass flow rate of 0.45 kg/s and an air mass flow rate of 2.88 kg/s, exhibited the highest error value at 0.44%. In contrast, the lowest error value of 0.17% was observed at a water mass flow rate of 0.45 kg/s and an air mass flow rate of 1.92 kg/s. Regarding the air outlet temperature, the highest error value, 12.17%, was recorded at a water mass flow rate of 0.45 kg/s and an air mass flow rate of 1.30 kg/s. Conversely, the lowest error value of 2.26% was registered at a water mass flow rate of 0.45 kg/s and an air mass flow rate of 2.88 kg/s.

In terms of the heat exchange rate, the greatest error value of 3.82% was observed at a water mass flow rate of 0.45 kg/s and an air mass flow rate of 1.30 kg/s, while the lowest error value, 1.84%, was noted at a water mass flow rate of 0.45 kg/s and an air mass flow rate of 1.92 kg/s. These comparisons provide insights into the model's accuracy across various conditions and highlight areas where adjustments or improvements may be needed.

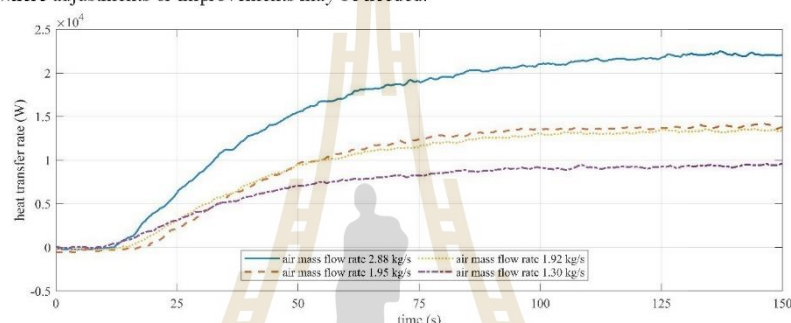


Figure 3. The dynamic behavior of heat exchange rate.

From the test results, the temperature response parameters for the system are as follows: temperature difference of water ($\text{diff_}T_w$), temperature difference of air ($\text{diff_}T_a$), settling time duration (T_s)

These parameters represent the temperature differences between various points in the system and the time it takes for the system to reach a steady-state condition. The values for these parameters are presented in Table 4.

Additionally, based on the parameters obtained from the testing, we can calculate and present the dynamic heat transfer rate of the heat exchange system as follows, dynamic heat transfer rate Figure 3 These calculations and data will provide insights into how the heat transfer rate changes over time in the heat exchange system.

Table 4. The heat transfer rate and settling time of dynamics response of cooling system.

| condition | air mass flow rate (kg/s) | settling time (s) | increasing rate of heat transfer (W/s) | heat transfer rate (W) |
|-----------|---------------------------|-------------------|--|------------------------|
| Case a | 2.88 | 95.1 | 217.31 | 21,753.94 |
| Case b | 1.95 | 85.5 | 152.61 | 13,734.94 |
| Case c | 1.92 | 88.6 | 141.95 | 13,238.6 |
| Case d | 1.30 | 90.2 | 97.36 | 9,244.01 |

3.3. Dynamic performance and simulation results.

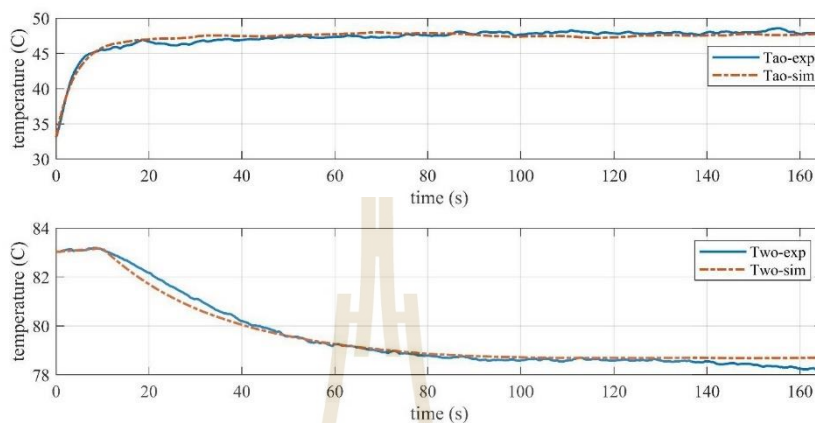


Figure 4. The compare of outlet temperature between simulation and experimental.

The Figure 4. presented in the upper frame of the figure illustrates the behaviour of the outlet air temperature obtained from experiments, shown as a solid line, in conjunction with the temperature values predicted by the mathematical model of the system, represented by a dashed line. Both sets of data reveal that the outlet air temperature increases rapidly in the initial phase of system operation and stabilizes around the 20-second mark. Additionally, the values obtained from the model closely match the experimental results, demonstrating an acceptable level of accuracy. In the lower frame, the behaviour of the cooling water temperature at the water outlet of the radiator is presented. The solid line represents the data obtained from experiments, while the dashed line represents the results from the mathematical model. The data indicates that the cooling water temperature remains relatively constant during the early moments of system operation and decreases as it approaches the 10-second mark. After that, it stabilizes and remains relatively constant until around the 80-second mark. This information highlights that both temperature changes, for air and cooling water, occur rapidly during the initial phase of system operation and then stabilize, with settling times within acceptable limits. The simulation results obtained from the mathematical model for a cooling water flow rate of 0.425 kg/s and an airflow rate of 1.3 kg/s appear to closely match the experimental data, further validating the model's reliability for the cooling system using water.

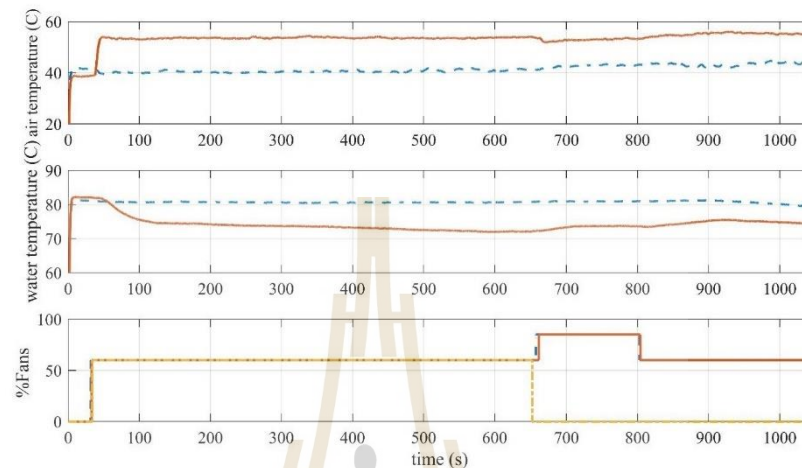


Figure 5. The system performance with dynamic operation.

In Figure 5. The results of testing the dynamic behaviour of the heat dissipation system are presented under steady-state conditions, where the cooling water flow rate is kept constant by setting the pump's rotational speed to 800 rpm. Water is supplied at a flow rate of 0.425 kg/s, and the inlet water temperature is set at 80°C. At the 30-second mark, three fans are activated to dissipate air, with fan speed controlled at 60% of the maximum rotational speed. This results in an airflow rate of 1.95 kg/s. At the 650-second mark, the system's operation is altered by reducing the number of fans to two and increasing their rotational speed to 85% of the maximum. This leads to an airflow rate of 1.92 kg/s. At 800 seconds, the fan speed of the two remaining fans is further reduced to 60% of the maximum, resulting in an airflow rate of 1.3 kg/s. The system's response indicates that when the fans start operating, there is a delay in the temperature response of both the air and the cooling water. This delay time is higher for the cooling water compared to the air. Additionally, it is observed that as the airflow rate decreases, the air temperature response increases. In contrast, the airflow rate decreases when the outlet air temperature increases. These observations are evident at the 650-second and 800-second marks. Furthermore, it is noted that the cooling water temperature responds with an increase in temperature as the airflow rate decreases, and it exhibits an opposite behaviour when the airflow rate is increased. These observations are particularly evident at the 650-second and 800-second marks. In summary, the temperature response of the air and the cooling water in the heat dissipation system exhibits delay times, and changes influence these responses in the airflow rates. The relationship between the airflow rate and temperature response is complex. It is evident in the test results at various time intervals.

4. Conclusion

This research aims to study the dynamic behaviour of heat dissipation in an internal combustion engine to apply it to the cooling system of electric vehicles. The results indicate that the heat transfer capability is directly influenced by the flow rate of cooling water and the airflow through the radiator, as well as the temperature of the exiting cooling water, which varies with the airflow rate. It is noted that in order to achieve lower cooling water temperatures, it is necessary to increase the airflow rate through the radiator. Furthermore, the study reveals that the actual heat exchange area is affected by airflow rate in an inversely proportional manner. The cooling system's performance is

influenced by the surrounding environment, as indicated by the data in Table 2, which shows diminishing effects as airflow rates increase. Additionally, the mass of water and air impacts the cooling water's thermal behaviour, which varies with their respective flow rates. The air exhibits clear and distinct changes in behaviour.

In the future, the researchers plan to expand the scope of the study to cover a more comprehensive operational range, including changes in cooling water flow rates, airflow rates, and the inlet temperature of the cooling water. This expansion aims to improve the accuracy and reliability of the mathematical model and system, enhancing its practical applicability.

5. Acknowledgment

This research is supported by Suranaree University of Technology (SUT). The Royal Thai Navy for scholarships, and would like to thankfully acknowledge the research equipment from Cherdchai Corporation Co.,Ltd.

6. References

- [1] Abdulhamitbilal, E., & Jafarov, E. M. (2018). Cooling Control System with Sliding Mode Approach for Electrical Vehicle with Range Extender. 2018 *15th International Workshop on Variable Structure Systems (VSS) : 9-11 July 2018*.
- [2] Ahmad, R. M., & Agus, P. (2017). Modeling and Analysis of Cooling System Permanent Magnet Synchronous Motor 30 kW for City EV with FEM. *2017 4th International Conference on Electric Vehicular Technology (ICEVT)*. IEEE.
- [3] Fonseca, L., Olmeda, P., Novella, R., & Valle, R. M. (2020). Internal Combustion Engine Heat Transfer and Wall Temperature Modeling: An Overview. *Archives of Computational Methods in Engineering*, 27(5), 1661–1679. <https://doi.org/10.1007/s11831-019-09361-9>
- [4] Gu, N., & Ni, J. M. (2009). Simulation of engine cooling system based on AMESim. *2009 2nd International Conference on Information and Computing Science, ICIC 2009*, 4, 117–120. <https://doi.org/10.1109/ICIC.2009.339>
- [5] Khan, G., Chandrasekaran, N., & Basu, S. (2019, December 1). Air jet impingement cooling technique for battery thermal management system. *2019 IEEE Transportation Electrification Conference, ITEC-India 2019*. <https://doi.org/10.1109/ITEC-India48457.2019>.ITECIndia2019-103
- [6] Lian, Y., Ling, H., Song, G., Ma, Q., & He, B. (2023). Experimental investigation on a heating-and-cooling difunctional battery thermal management system based on refrigerant. *Applied Thermal Engineering*, 225. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.120138>
- [7] Marcelo, V., Carol, C., & Alfonso, O. (2016). Transient Modeling and Validation of Chilled Water Based Cross Flow Heat Exchangers for Local On-demand Cooling in Data Centers. *Proceedings of the Fifteenth InterSociety Conference on Thermal and Thermomechanical Phenomena in Electronic Systems : ITherm 2016 : May 31 - June 3, 2016, Las Vegas, NV USA*.
- [8] Mohamed, M., Shedid, M. H., El-Demerdash, S., & Fatouh, M. (2018). Performance of electronically controlled automotive engine cooling system using PID and LQR control techniques. In *IOSR Journal of Engineering (IOSRJEN) www.iosrjen.org/ISSN (Vol. 08)*. Page. www.iosrjen.org
- [9] Mureşan, C., & Harja, G. (2021). Modeling and Controlling the Cooling System of an IC Vehicle. *International Journal of Modeling and Optimization*, 80–85. <https://doi.org/10.7763/IJMO.2021.V11.782>
- [10] Park, S., Woo, S., Kim, M., & Lee, K. (2017). Thermal modeling in an engine cooling system to control coolant flow for fuel consumption improvement. *Heat and Mass Transfer/Waerme- Und Stoffuebertragung*, 53(4), 1479–1489. <https://doi.org/10.1007/s00231-016-1909-z>
- [11] Qin, Y., Xu, Z., Du, J., Guo, H., Lu, L., & Ouyang, M. (2022). External Liquid Cooling Method for Lithium-Ion Battery Modules Under Ultra-Fast Charging. *IEEE Transactions on Industry Applications*, 58(6), 7658–7667. <https://doi.org/10.1109/TIA.2022.3197391>

- [12] Saechan, P., & Dhuchakallaya, I. (2023). Investigation of the Cooling Characteristics of Hybrid Liquid Spray and Air Cooling for an EV Battery Pack. *2023 6th International Conference on Electrical Engineering and Green Energy (CEEGE)*, 101–105. <https://doi.org/10.1109/CEEGE58447.2023.10246614>
- [13] Saw, L. H., Tay, A. A. O., Winston Zhang, L. (2015). Thermal Management of Lithium-ion Battery Pack with Liquid Cooling. *SEMI-THERM Thirty-First Annual Semiconductor Thermal Measurement and Management Symposium : proceedings 2015 : San Jose, CA, USA, March 15-19, 2015*. IEEE.
- [14] Ustun, O., Cakan, M., Tuncay, R. N., Mokukcu, M. S., Kivanc, O. C., Mutlu, Y., & Tosun, G. (2014). Design and Manufacture of Electric Powertrain and Its Cooling System for ITU EV Project. *Proceedings, 2014 International Conference on Electrical Machines (ICEM) : Andel's Hotel Berlin, Berlin, Germany, 02 - 05 September, 2014*.
- [15] Zhao, G., Wang, X., Negnevitsky, M., & Li, C. (2023). An up-to-date review on the design improvement and optimization of the liquid-cooling battery thermal management system for electric vehicles. In *Applied Thermal Engineering* (Vol. 219). Elsevier Ltd. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.119626>



ประวัติผู้เขียน

ว่าที่ เรือเอกอภิเศรษฐ์ โกสินทร์ เกิดเมื่อวันที่ 2 มกราคม 2537 ที่อำเภอปะทิว จังหวัดชุมพร เริ่มการศึกษาในระดับประถมศึกษาที่โรงเรียนบ้านดอนตะเคียน ระดับมัธยมศึกษาปีที่ 1-3 ที่โรงเรียนนิรมลชุมพร ระดับมัธยมศึกษาปีที่ 4-5 ที่โรงเรียนศรีयाภัย ต่อมาเข้าศึกษาในโรงเรียนเตรียมทหารใน ส่วนกองทัพเรือเป็นเวลา 3 ปี เข้าศึกษาต่อระดับอุดมศึกษาที่โรงเรียนนายเรือ จังหวัดสมุทรปราการ สำเร็จการศึกษาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกลเรือ เมื่อ พ.ศ. 2561 ปฏิบัติงานในเรือภายใต้สังกัดกองเรือตรวจอ่าว กองเรือยุทธการ และได้รับทุนการศึกษาจากกองทัพเรือใน ส่วนของกรมอู่ทหารเรือ เข้าศึกษาต่อในระดับมหาบัณฑิตศึกษา สาขาวิชาวิศวกรรมเมคคาทรอนิกส์ ณ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี จังหวัดนครราชสีมา

ในขณะที่ศึกษาต่อระดับมหาบัณฑิตได้มีประสบการณ์เป็นผู้สอนวิชาปฏิบัติการและเป็นผู้ช่วยสอนของสาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกลและวิศวกรรมเมคคาทรอนิกส์ จำนวน 3 รายวิชา ดังนี้ (1) กรรมวิธีการผลิตเบื้องต้น (2) เขียนแบบวิศวกรรม 1 และ (3) วิชาการจำลองและระบบควบคุม

นำเสนอผลงานทางวิชาการจำนวน 2 บทความ ภายใต้งานประชุมวิชาการระดับชาติสวนดุสิต 2023 ครั้งที่ 5 ณ มหาวิทยาลัยสวนดุสิต และงานประชุมวิชาการระดับนานาชาติสมาคมวิศวกรรมเครื่องกลไทย ครั้งที่ 13 จังหวัดเชียงใหม่ รายละเอียดปรากฏในภาคผนวก ค.

