

ผลกระทบของการปรับจำนวนใบพัดที่ส่งผลต่อสมรรถนะเครื่องเป่าลมเย็นและจุดสบายตัวของระบบแอร์ คอนดิชัน

Effect of Number of Vanes on Fan Coil Unit Performance and Comfort Zone on Air Conditioning System

วชิรพล แสนโซ้ง¹

¹ ภาควิชาเครื่องกล คณะเทคโนโลยีอุตสาหกรรม มหาวิทยาลัยราชภัฏสุรินทร์ 186 หมู่ 1 ถนน สุรินทร์-ปราสาท ตำบล นอกเมือง อำเภอ เมือง
จังหวัด สุรินทร์ 32000

E-mail: Mon_evolution@hotmail.com, เบอร์โทรศัพท์: 099-4374166

บทคัดย่อ

จุดสบายตัวที่อุณหภูมิ 22 – 27 องศาเซลเซียส คือมาตรฐานที่ทำให้ร่างกายสดชื่นที่มีการควบคุมด้วยระบบแอร์คอนดิชัน สร้างสมดุลสภาพอากาศให้คงที่ ใบพัดภายในพัดลมกระจายอากาศผ่านขดลวดเพื่อปรับอุณหภูมิให้อุ่นขึ้นหรือเย็นขึ้นก่อนที่จะ ผลักดันความเย็นออกสู่สภาวะ ในการทดสอบหาผลกระทบต่อสมรรถนะและผลกระทบต่อจุดสบายตัว ใช้ความจุการทำทำความเย็น 13,000 BTU/hr ความเร็วรอบที่ 1,048 rpm ประกอบด้วยชุดใบพัดคู่ทั้งหมด 3 ชุด มุมทางออกของใบพัดเท่ากับ 24 องศา จำนวนใบพัดของชุดที่ 1, 2, 3 มีจำนวน 42, 40, 35 ครีบ ตามลำดับ การเลือกวิเคราะห์ผลการทดสอบเป็นแบบสุ่มโดยหา ผลกระทบใช้ความดันที่ผิวสัมพันธ์กับอัตราการไหล พร้อมทั้งหาประสิทธิภาพสูงสุด ผลทดสอบงานวิจัยนี้ ใบพัดชุดที่ 1 สร้าง ประสิทธิภาพสูงสุด 60 % สร้างความดัน 48.2 Pascal อัตราการไหล 400.32 CFM ใบพัดชุดที่ 2 เมื่อเทียบสมรรถนะกับชุดที่ 1 ประสิทธิภาพเพิ่มขึ้น 5 % ความดันลดลง 4.56 % อัตราการไหลลดลง 2.35 % และเทียบสมรรถนะกับชุดที่ 3 ประสิทธิภาพลดลง 4.5 % ความดันลดลง 6.38 % อัตราการไหลลดลง 10.42 % สมรรถนะที่เปลี่ยนไปมาจากปัจจัยการสิ้นเปลืองลดลงเหลือ 0.98 และ 0.975 จากเดิม 0.962 และเมื่อวิเคราะห์ผลกระทบต่อจุดสบายตัวพบว่าอัตราส่วนความร้อนสัมผัสของห้องที่ต้องการลดลงเหลือ 0.5 จากเดิม 0.73 จึงทำให้ต้องเพิ่มความเร็วรอบเพื่อให้ค่าปรับสมดุลสภาวะห้องที่ปกติ

คำหลัก: ใบพัด, อัตราส่วนความร้อนของห้องที่ต้องการ, จุดสบายตัว

Abstract

Comfort zone at 22 – 27 celcius this is standard fresh of body within air conditioning control create condition steady state balance. Impellers in fan coil unit air diffuse through exchanger for adjust high and cool temperature before cooling forward into condition. In test find effect on performance and effect on comfort zone using cooling load 13,000 BTU/hr. variable speed at 1,048 round per minute consist of double impeller has 3 type angle outlet 24 degree each impeller 1, 2, 3 number of vanes 42, 40, 35 blades. Analysis of random effect relative static pressure and flow rate with find best efficiency point. The results first impeller product best efficiency point 60 % pressure 48.2 Pa flow rate 400.32 cubic foot per minute. Second impeller compares first performance best efficiency point increase 5 % pressure drop 4.56 % flow rate decrease 2.35 % and compares third performance best efficiency point decrease 4.5 % pressure drop 6.38 % flow rate decrease 10.42 %. Expect to change which slip factor decrease as 0.98 and 0.975 from original 0.962 and

analysis effect on comfort zone found room sensible heat ratio decrease as 0.5 from original 0.73 conservation increases variable speeds for system balance of conditioning regular.

Keywords: impeller, room sensible heat ratio, comfort zone

1. บทนำ

สภาวะความชื้นสัมพัทธ์ในปัจจุบันที่กรมอุตุนิยมวิทยารายงานเฉลี่ยอยู่ที่ 70 % ในประเทศไทยแสดงให้เห็นว่าเกินขีดกำหนดของความชื้นทางวิศวกรรมปรับอากาศ ส่งผลทำให้มีโอกาสสัมผัสเชื้อแบคทีเรียได้ง่ายและทำให้ร่างกายตกอยู่ในสภาวะที่ไม่สบายตัวเนื่องจากความชื้นที่เกินระดับจุดสบายตัวที่มากกว่า 60 % ฉะนั้นการควบคุมความชื้นสัมพัทธ์ให้อยู่ในระดับคงที่จึงต้องพึ่งเครื่องปรับอากาศพร้อมกับอยู่ภายในระบบที่มีการควบคุมความเย็นเพื่อสร้างจุดสบายตัวในช่วงอุณหภูมิ 22 - 27 °C ค่าความชื้นสัมพัทธ์ในช่วง 30 - 60 % เครื่องปรับอากาศที่นิยมส่วนมากภายในที่พักอาศัยหรือสถานประกอบการขนาดเล็กเป็นแบบ Split Type ลักษณะการทำงานเป็นแบบ วัฏจักรอัดไอแลกเปลี่ยนอุณหภูมิภายในระบบออกสู่สภาวะภายนอกสร้างความเย็นสูงสุดที่ 40,000 BTU/hr ในพื้นที่ 40 m² ระบบปรับอากาศที่ใช้ในภาคอุตสาหกรรมการผลิตขนาดใหญ่ ห้องสัมมนา โรงแรม หรือที่มีภาระการทำความเย็นสูงต้องมีระบบควบคุมอุณหภูมิและควบคุมความชื้นที่ใหญ่กว่ามักนิยมใช้แบบ Air Handling Unit เป็นการจ่ายลมเย็นโดยลำเลียงอุณหภูมิผ่านท่อส่งลมเย็นแลกเปลี่ยนความร้อนผ่านระบบ Chiller สร้างความเย็นได้สูงสุด 100 ton ในพื้นที่มากกว่า 90 m² ระบบปรับอากาศที่กล่าวข้างต้นมีลักษณะการใช้งาน การติดตั้งที่แตกต่างกันแต่ลักษณะการทำงานนั้นคือการแลกเปลี่ยนความร้อนโดยจะดูดความร้อนภายในห้องออกสู่ภายนอกที่เหมือนกันคือ เครื่องกลไกการกระจายความเย็นก่อนเข้าสู่สภาวะภายในห้องเรียกว่า Fan Coil หลักการทำงานขับเคลื่อนของเหลวจากพลังงานจลน์เป็นพลังงานกลโดยใช้หลักการเหวี่ยงหนีศูนย์กลางทำให้เกิดสมรรถนะระหว่าง ความดันที่ผิวกับ

อัตราการไหลที่สร้างขึ้นโดยใบพัดภายใน Fan Coil เป็นตัวแปรที่เกิดขึ้นเมื่อระบบกำลังสร้างอุณหภูมิดังรูปที่ 1



รูปที่ 1 ลักษณะ Fan Coil

เครื่องปรับอากาศมีข้อจำกัดทางด้านการควบคุมอุณหภูมิ ลดความชื้น ซึ่งสามารถวิเคราะห์ได้จากหลักการถ่ายเทความร้อนของ Sensible heat และ Latent heat ซึ่งจะเห็นได้จากผลต่างของอุณหภูมิ Supply air และ Room air ที่อยู่ระหว่าง 15-30 deg F ตามข้อแนะนำของ ASHRAE จะพบว่า เครื่องปรับอากาศมีความสามารถในการควบคุม Sensible heat ratio ที่แตกต่างกัน ในช่วง 0.55 - 1.00 ในกรณีนี้ เครื่องปรับอากาศมี ขนาด 9,000 BTU มีอัตราการไหลของอากาศ 300 CFM ผลต่างของอุณหภูมิ Supply air และ Room air เท่ากับ 20 deg F จะมีความสามารถในการควบคุม RSHR อยู่ที่ 0.73 เมื่อใช้เครื่องปรับอากาศพร้อมกับการเปิดพัดลมระบายอากาศทำให้ RSHR ไปอยู่ที่ 0.50 นั่นคือ ระบบปรับอากาศจะไม่สามารถควบคุมความชื้นได้ตามที่ต้องการดังนั้นการออกแบบระบบปรับอากาศ จะต้องคำนึงถึงระบบระบายอากาศที่เหมาะสมการหมุนเวียนอากาศที่เพียงพอ แต่จะต้องไม่มากเกินไป จำเป็น และต้องนำค่าการหมุนเวียนอากาศมาวิเคราะห์ร่วมกับระบบปรับอากาศทุกครั้งเพื่อทำให้เกิดความมั่นใจ

ว่าระบบปรับอากาศสามารถควบคุมอุณหภูมิ และความชื้นไปพร้อมกันได้ [1]

การเลือกเครื่องปรับอากาศให้เหมาะสมกับห้องพักผู้ป่วย จะต้องพิจารณาถึงโหลดความร้อนสัมผัส (Sensible Heat Load) ที่เกิดจากจำนวนคนภายในห้องพักผู้ป่วย เนื่องจากมีจำนวนคนมากเกินไปจะส่งผลให้เกิดความร้อนแฝง (Latent Heat) มากจนทำให้ค่าอัตราส่วน Room Sensible Heat Ratio (RSHR) มีค่าเข้าใกล้ศูนย์ส่งผลต่อความสามารถในการลดความชื้นของเครื่องปรับอากาศ การเปิดพัดลมระบายอากาศสามารถช่วยลดและควบคุมความชื้นได้ในระดับหนึ่งแต่หากมีระบายอากาศมากเกินไป ส่งผลให้มีการไหลเข้าอากาศจากภายนอกซึ่งมีทั้งความร้อนสัมผัสและความร้อนแฝง รวมถึงความชื้นในอากาศ ซึ่งอาจทำให้เครื่องปรับอากาศไม่สามารถปรับสภาวะอากาศในห้องตามความต้องการได้ ดังนั้นในการออกแบบจะต้องคำนึงถึงอัตราการระบายอากาศที่เหมาะสม [2]

จำนวนใบพัดมีความสำคัญในการออกแบบพารามิเตอร์ปั๊ม ซึ่งอิทธิพลของจำนวนใบพัดที่ส่งผลต่อการไหลและคุณลักษณะของปั๊มหอยโข่ง ในงานวิจัยนี้ได้ใช้โปรแกรม CFD code FLUENT 6.1 ในการจำลองหาผลกระทบของปั๊มหอยโข่งได้ออกแบบค่า Specific speed ของใบเท่ากับ 92.7 จำนวนใบพัดที่ใช้ในการจำลอง 4, 5, 6, 7 ใบ มุมทางออกของใบพัดจะคงที่ไว้ 33 องศา ซึ่งผลในการจำลองพบว่า Head ของจำนวนใบพัด 4 ใบความดันสุทธิต่ำเท่ากับ 27.51 m จำนวนใบพัด 5 ใบความดันสุทธิต่ำเท่ากับ 30.38 m จำนวนใบพัด 6 ใบความดันสุทธิต่ำเท่ากับ 30.54 m และจำนวนใบพัด 7 ใบความดันสุทธิต่ำเท่ากับ 32.91 m ในการจำลองแบบทดสอบนั้นยังเห็นได้ว่าลักษณะการไหลบริเวณระยะห่างของช่องทางของไหลนั้นมีอัตราการไหลต่ำซึ่งมาจะปรากฏการณ์ Jet-Wake [3]

เมื่อพิจารณาสมรรถนะของเครื่องจักรกลแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลางนั้นจะประกอบด้วยความสัมพันธ์อัตราการไหล

และเฮดคือสิ่งที่บ่งบอกภาระการใช้งานที่ดีขึ้นหรือลดลง ตัวแปรสำคัญที่ทำให้ค่าสมรรถนะเปลี่ยนแปลงคือค่าปัจจัยการสิ้นเปลืองที่ประกอบด้วยโครงสร้างการออกแบบ ในส่วนของจำนวนใบพัดและมุมทางออกของใบพัดในการทดสอบใช้โปรแกรม CFD CODE FLUENT เพื่อหาผลกระทบจากรูปทรงของใบพัดโดยอ้างถึงคุณลักษณะการออกแบบเครื่องสูบน้ำแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลางอยู่ที่อัตราการไหล $25 \text{ m}^3/\text{h}$ เฮด 8 m และความเร็รรอบ 1,450 rpm มีจำนวนใบพัด 4 ใบ และมุมทางออกใบพัด 20 องศา โดยใช้สมการสิ้นเปลืองของ Stodola และ Wiesner พบว่าที่จุดออกแบบ 60 % เฮดของ Stodola เท่ากับ 11 m อัตราการไหล 6.2 L/s และเฮดของ Wiesner เท่ากับ 10.5 m อัตราการไหล 6 L/s เนื่องจากสมการของทั้งสองได้ค่าปัจจัยการสิ้นเปลือง เท่ากับ 0.5 และ 0.8 จึงมีผลต่อค่าเฮดและอัตราการไหล [4]

การหาสมรรถนะของเครื่องสูบน้ำหอยโข่งโดยใช้ Mathematical model วิเคราะห์ Specific speed ที่ 28.91, 38.47, 53.48 และการปรับมุมทางออกใบพัด ที่ 20, 30, 35, 40 องศา มีจำนวนใบพัดเท่ากันที่ 6 ครี เมื่อทดสอบคุณลักษณะตาม Specific speed ที่ 28.91 สร้างอัตราการไหลสูงสุด $0.025 \text{ m}^3/\text{s}$ เฮดสูงสุด 36 m ที่ 38.47 สร้างอัตราการไหลสูงสุด $0.034 \text{ m}^3/\text{s}$ เฮดสูงสุด 25 m ที่ 53.48 สร้างอัตราการไหลสูงสุด $0.045 \text{ m}^3/\text{s}$ เฮดสูงสุดที่ 24.94 m จากนั้นวิเคราะห์ผลกระทบจากการเปลี่ยนจำนวนใบพัดที่ค่า Specific speed ดังกล่าวพบว่าที่ Specific speed 28.91 ของใบพัดที่มุมทางออก 20, 30, 35, 40 องศา อัตราการไหลที่ 60 % เท่ากับ 0.012, 0.014, 0.015, $0.0152 \text{ m}^3/\text{s}$ ตามลำดับ ค่าเฮดที่ 60 % เท่ากับ 41, 40, 35, 40.5 m ตามลำดับ เมื่อวิเคราะห์ที่ Specific speed 38.47 พบว่า อัตราการไหลที่ 60 % เท่ากับ 0.02, 0.019, 0.021, $0.022 \text{ m}^3/\text{s}$ ตามลำดับ ค่าเฮดที่ 60 % เท่ากับ 24, 23.5, 23.7, 26 ตามลำดับ และวิเคราะห์ที่ Specific speed 53.48 ใช้มุมทางออกใบพัดที่ 20, 23, 30 องศา พบว่าอัตราการ

ไหลที่ 60 % เท่ากับ 0.03, 0.032, 0.028 ตามลำดับ เฮดที่ 60 % เท่ากับ 24.6, 23.7, 25 ตามลำดับ [5]

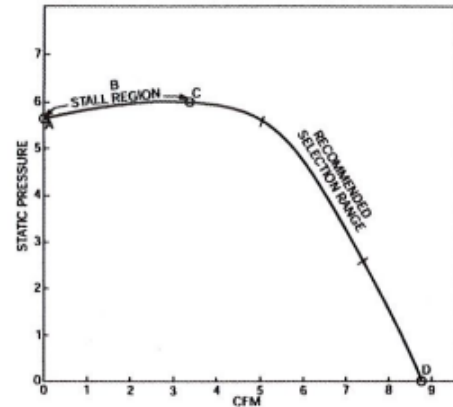
การออกแบบระบบแอร์สำหรับห้องสมุดต้องการอุณหภูมิระหว่าง 21-26 °C ค่าความชื้นสัมพัทธ์ให้ได้ 60 % ต้องคำนึงถึงภาระการทำความเย็นที่ต้องใช้ได้แก่ ความร้อนจากจำนวนประชากร ความร้อนจากอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ ความร้อนจากการแทรกซึม ความร้อนมุดตกกระทบผ่านกระจก ซึ่งต้องความร้อนดังกล่าวมีทั้ง ความร้อนแฝงและความร้อนสัมผัส สิ่งที่ต้องคำนึงต่อสถานะความต้องการคือ Room sensible heat ratio ถึงจะทำให้เกิดสภาวะสบายตัว ในการทดสอบนี้พบว่า ค่า Room sensible heat ratio เท่ากับ 0.74 ในช่วงฤดูร้อน ของประเทศอินเดีย ฉะนั้นจึงเลือกใช้ระบบ AUH ที่สามารถสร้างความเย็นถึง 20 ton [6]

มนุษย์มีอุณหภูมิร่างกายที่ผกผันตลอดเมื่อเข้าสู่สภาวะที่แตกต่างเช่นการเข้าห้องครัวเมื่อมีกิจกรรมในการประกอบอาหารสิ่งสำคัญสำหรับการปรับสภาพร่างกายคือ อุณหภูมิ และความชื้นในการทดสอบจะใช้วิธี Predicted Mean Vote (PMV) คือการพิจารณาความร้อนต่างๆละองค์ประกอบ และวิธี Predicted Percentage Dissatisfied (PPD) คือการปล่อยให้อากาศถ่ายเทสู่สภาวะภายนอกเอง จากนั้นนำผลมาพอร์ทลง Psychrometric Chart เพื่อหาค่าจุดสบายตัว ของสภาวะห้องที่มี พื้นที่ สิ่งของที่แตกต่างกัน พื้นที่ห้องครัวที่ A ขนาด 9 m² ประกอบด้วย ที่ล้างจาก โต๊ะทานอาหารอย่างละ 1 ตัว มีประตูทางออกอยู่ 2 ทาง พื้นที่ห้องครัว B ขนาด 24 m² ประกอบด้วยที่ล้างจาน 1 ตัว โต๊ะทานอาหาร 2 โต๊ะ ประตูทางออก 3 ทาง ผลการทดลองพบว่า วิธี PMV สามารถเพิ่มอุณหภูมิได้ 2.36 % สามารถทำให้ไกลเข้าถึงค่าความชื้น ที่ 63 % วิธี PPD สามารถสร้างอุณหภูมิให้ได้อยู่ในช่วง 26-28 °C [7]

2. สมรรถนะและทฤษฎี

แรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลางเป็นการเพิ่มพลังงานของไหลอาศัยใบพัดเป็นตัวสร้างความดันและอัตราการไหลมาก

พอสำหรับการจ่ายลมเย็นเข้าสู่สภาวะภายในห้องเมื่อได้รับกำลังถ่ายเทจากมอเตอร์ไฟฟ้า การหมุนของใบพัดจะใช้ครีปเป็นตัวผลักดันปริมาณอากาศที่อยู่รอบๆทำให้เกิดการไหลในแนวสัมผัสกับเส้นรอบวงทุกทิศทางการเหวี่ยงจึงทำให้เกิดแรงลัพท์ขึ้นซึ่งสมรรถนะความสัมพันธ์ระหว่างความดันที่ผิวกับอัตราการไหลจะเพิ่มขึ้นหรือลดลงเมื่ออัตราการไหลที่สูงขึ้นจะทำให้ความดันที่ผิวลดลงเนื่องจากการกระจายตัวของอากาศกระจายเข้าสู่พื้นที่เป็นวงกว้างอย่างอิสระซึ่งอธิบายได้ดังรูปที่ 2 [8]



รูปที่ 2 กราฟสมรรถนะ Backward Inclined Centrifugal Fan

พื้นฐานสมการพลังงานศักย์อธิบายถึงความดัน (Static pressure) ที่ลดลงจากระบบปรับอากาศเนื่องจากการถ่ายเทพลังงานจากที่สูงลงสู่ที่ต่ำ

Static pressure

$$\frac{\text{weight}}{\text{area}} = \frac{mg}{a} = \frac{\rho Vg}{a} = \rho gh \quad (1)$$

เมื่อ m = มวล (kg) ρ = ความหนาแน่น (kg/m³)
 g = แรงโน้มถ่วง (m/s) a = พื้นที่หน้าตัด (m²)
 h = ระดับความสูง (m)

อัตราการไหลเชิงมวล (Mass Flow Rate) เมื่ออัตราการไหลเปลี่ยนแปลงไปตามพื้นที่ถูกจำกัดหรือกำลังเริ่มเดินเครื่องในขณะที่กระแสไฟฟ้ากำลังไหลเข้า

$$Q_m = \rho AV \quad (2)$$

เมื่อ Q_m = อัตราการไหล (m³/h)

A = พื้นที่หน้าตัด (m²)

ρ = ความหนาแน่น (kg/m³)

V = ความเร็วของไหล (m/s)

ในการคำนวณประสิทธิภาพของระบบปรับอากาศเนื่องด้วยงานวิจัยนี้เลือกใช้ใบพัดแบบโค้งหลังจึงมีการเลือกสมการที่แตกต่างจากการคำนวณประสิทธิภาพทั่วไป (Heat Pump) แต่มีความคล้ายคลึงที่บ่งบอกถึงการเลือกใช้ดังนี้

$$COP = \frac{\text{ความร้อนที่ได้รับจากระบบ}}{\text{งานที่ใส่ให้กับระบบ}} \quad (3)$$

$$\text{ประสิทธิภาพใบพัดหอยโข่ง} = \frac{P_{\text{output}}}{P_{\text{input}}} \quad (4)$$

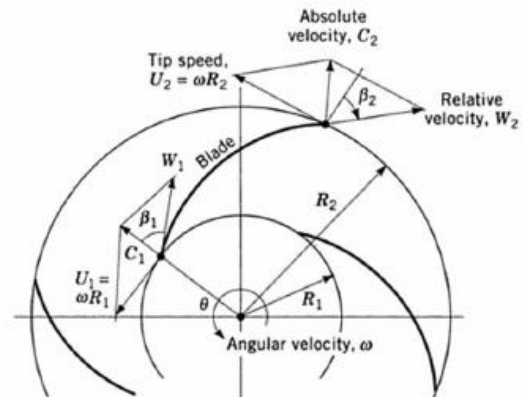
เมื่อ P_{output} = พลังงานไฮดรอลิกส์ (watt)

P_{input} = กระแสไฟฟ้า (watt)

ในการคำนวณจะต้องเขียนแผนผังเวกเตอร์ความเร็ว (Velocity diagram) ที่ตำแหน่งขาเข้าและขาออกใบพัด ดังรูปที่ 4 ส่วนประกอบที่จำเป็นในการเขียนแผนผังเวกเตอร์ความเร็วประกอบด้วย อัตราการไหลของเหลวที่ผ่านใบพัด หาได้จากขนาดเวกเตอร์ความเร็วคูณพื้นที่หน้าตัดที่ตั้งฉากกับเวกเตอร์ความเร็ว นั้น ซึ่งหากใช้ความเร็วสัมบูรณ์ในแนวรัศมีพื้นที่หน้าตัดที่ใช้ในการคำนวณคือพื้นที่ของเหลวไหลออกในแนวรัศมีหรือพื้นที่ขอบใบพัดด้านข้างเขียนสมการได้เป็น [9 -12]

$$Q = A_2 C_2 = 2\pi R_2 b_2 C_2 \quad (5)$$

$$H = \frac{U_2 C_2}{g} \quad (6)$$



รูปที่ 3 องค์ประกอบความเร็วขาเข้าและขาออกครีบบใบพัด

ปัจจัยการลื่นไถล (Slip Factor) ในกรณีที่มีมุมทางออกของใบพัดตัดของเหลว β_2 ซึ่งไม่เท่ากับมุมครีบบใบพัดแท้จริง β_2 และจำนวนใบพัด Z เนื่องจากการลื่นไถลของของเหลวและจะเกิดขึ้นแบบแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลางและเครื่องอัดอากาศแบบแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลาง จากสาเหตุดังกล่าวทำให้ความเร็ว C_{x2} ในสมการออยเลอร์ลดลง การลื่นไถลถ้าอธิบายอีกอย่างหนึ่งคือสมมติฐานการหมุนวนสัมพัทธ์ในช่องการไหลความเร็วขาออกในแนวแกนสัมผัสลดลงส่งผลให้ทิศทางการเคลื่อนที่ของของเหลวหรือมุมการไหลขาออกและมุมครีบบใบพัดขาออกพร้อมกับจำนวนใบพัดมีค่าไม่เท่ากัน โดยมุมการไหลกรณีเกิดการลื่นไถลมีค่าสูงกว่ามุมใบพัดขาออกเขียนสมการได้ดังนี้

$$\sigma_s = 1 - \frac{[\sin(90^\circ - \beta_2)]^2}{Z^{0.70}} \quad (7)$$

เมื่อแทนค่าลงในสมการออยเลอร์จะได้

$$H = \sigma_s \frac{U_2 C_2}{g} \quad (8)$$

จากสมการข้างต้นเห็นได้ชัดว่าเมื่อมีการเพิ่มจำนวนใบพัด ทำให้ปัจจัยการลื่นไถลมีผลกระทบต่อค่าความดัน

ความต้องการความร้อนสัมผัสภายในห้อง (Room Sensible Heat Ratio: RSHR) กรณีเมื่อ Exhaust Fan จะทำให้ค่าความต้องการความร้อนสัมผัสภายในห้อง ลดลงเนื่องจากเกิดการกระจายตัวของความร้อนแฝง (Latent Heat Load) และเป็นตัวแปรผกผันเมื่อค่า ความร้อนสัมผัสคงที่ดังสมการ

$$RSHR = \frac{Q_s}{Q_s + Q_l} \quad (9)$$

เมื่อ Q_s = ความร้อนสัมผัส (Btu/hr)

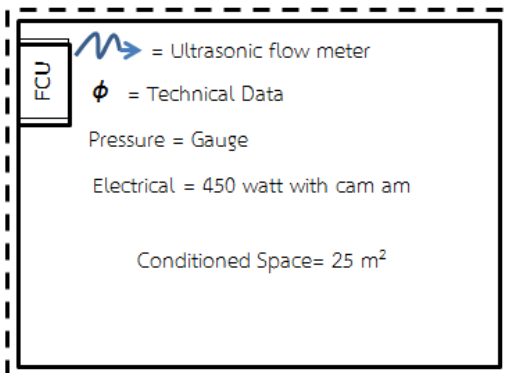
Q_l = ความร้อนแฝง (Btu/hr)

3. วิธีการทดสอบ

คุณลักษณะของเครื่องทำความเย็นที่ใช้ในการ

ทดสอบหาสมรรถนะและ พารามิเตอร์การทดสอบ

ขนาดการทำความเย็น	13,000 Btu/hr
มอเตอร์ไฟฟ้า	1/20 HP
กระแสไฟฟ้าของมอเตอร์	0.75 KW
ความเร็วรอบ	50 Hz
ระดับไฟฟ้า	220 V. 1 phase
ชนิดของใบพัด	Double inlet centrifugal fan
จำนวนใบพัดชุดที่ 1	42 ครีบ
จำนวนใบพัดชุดที่ 2	40 ครีบ
จำนวนใบพัดชุดที่ 3	35 ครีบ



รูปที่ 4 Diagram พารามิเตอร์ที่ใช้ในการทดสอบ

ในการเลือกจำนวนใบพัด 42, 40, 35 ครีบของ งานวิจัยเป็นการเลือกการทดลองสุ่ม (Random Experiment) เพื่อศึกษาผลกระทบที่เกิดการ เปลี่ยนแปลงพารามิเตอร์ภายใน จากนั้นเมื่อได้ค่า สมรรถนะแต่ละชุดของใบพัดนำมาวิเคราะห์หาจุดสบาย ตัวที่เกิดการเปลี่ยนตามพารามิเตอร์ที่เกิดขึ้นดังรูปที่ 5



คือสัญลักษณ์อัตราการไหล โดยใช้

Ultrasonic flow meter เป็นตัววัด

ϕ

คือ ความชื้นสัมพัทธ์ โดยใช้

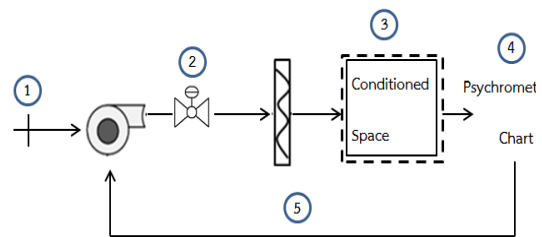
Technical Data เป็นตัววัด

Pressure

คือ ความดัน โดยใช้ Gauge เป็นตัว วัด

Electrical

คือ ค่าไฟฟ้า โดยใช้ Cam Am เป็น ตัววัด



รูปที่ 5 ขั้นตอนการทดสอบหาสมรรถนะและจุดสบายตัว
ขั้นตอนที่ 1 วัดค่ากระแสไฟฟ้าเมื่อเปิดสวิชที่อุณหภูมิ 22 องศาเซลเซียสโดยใช้แคมป์แอมป์คิป์ที่สายไฟขาเข้า Fan Coil

ขั้นตอนที่ 2 ตั้งประตูลมที่ทางออก Fan Coil ตั้งแต่ 0, 25, 50, 75, 100 เปอร์เซ็นต์ วัดค่าอัตราการไหลและความดันสถิต

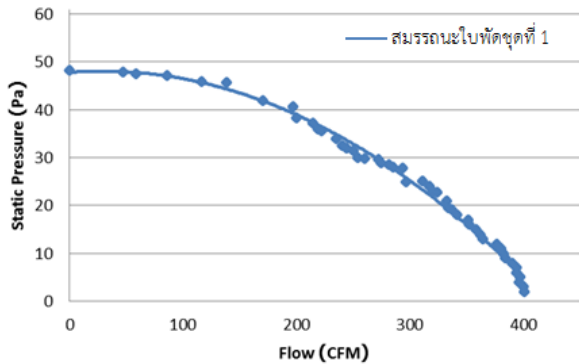
ขั้นตอนที่ 3 อ่านค่าความชื้นที่เกิดขึ้นบนหน้าปัด เครื่องมือวัด ที่ conditioned space

ขั้นตอนที่ 4 พอร์ทค่าความชื้นลงบน ไชโครเมทริก ชาร์ท เพื่อหาผลกระทบจากการทดลอง

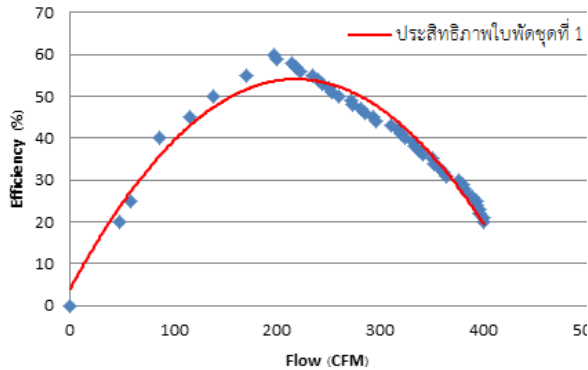
ขั้นตอนที่ 5 เปลี่ยนใบพัดและทำใหม่ตั้งแต่ข้อที่ 1

4. ผลของการทดสอบ

ผลของการทดสอบหาสมรรถนะและประสิทธิภาพของใบพัดชุดที่ 1

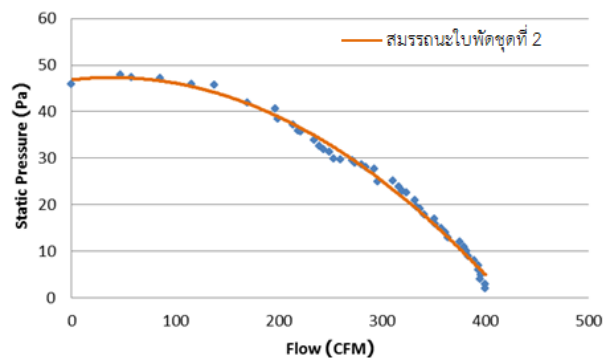


รูปที่ 6 กราฟสมรรถนะของใบพัดชุดที่ 1

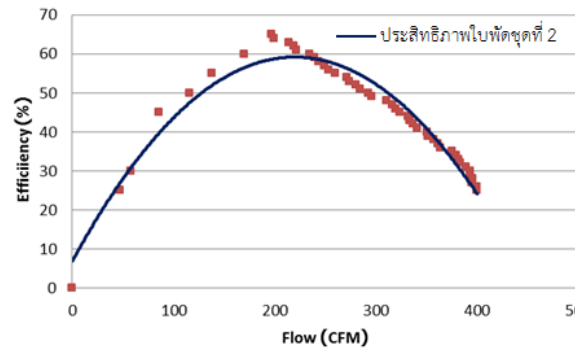


รูปที่ 7 กราฟประสิทธิภาพของใบพัดชุดที่ 1

จากรูปข้างต้นความสัมพันธ์ความดันและอัตราการไหล ที่เกิดขึ้นจากใบพัดชุดที่ 1 ดังรูปที่ 6 ได้อัตราการไหลสูงสุด 400.32 CFM ความดันสูงสุด 48.2 Pa ประสิทธิภาพสูงสุด 60 % ดังรูปที่ 7 เมื่อพิจารณาจุดใช้งานตลอดการทำงานที่ 60 % จะมีอัตราการไหล 254 CFM ความดัน 30 Pa

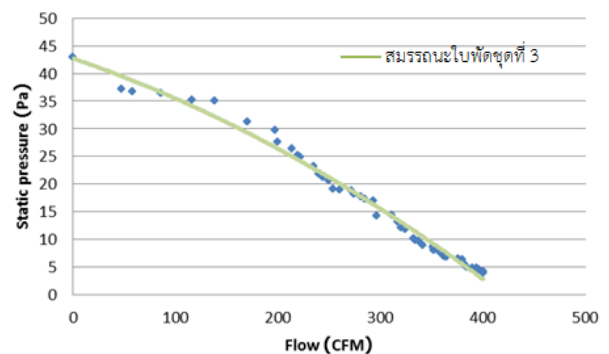


รูปที่ 8 กราฟสมรรถนะของใบพัดชุดที่ 2

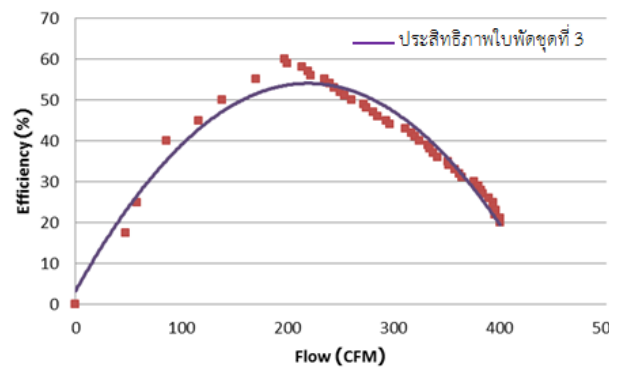


รูปที่ 9 กราฟประสิทธิภาพของใบพัดชุดที่ 2

จากรูปข้างต้นความสัมพันธ์ความดันและอัตราการไหล ดังรูปที่ 8 ที่เกิดขึ้นจากใบพัดชุดที่ 2 ได้อัตราการไหลสูงสุด 400.29 CFM ความดันสูงสุด 47.95 Pa ประสิทธิภาพสูงสุด 65 % ดังรูปที่ 9 เมื่อพิจารณาจุดใช้งานตลอดการทำงานที่ 60 % จะมีอัตราการไหล 253.97 CFM ความดัน 29 Pa



รูปที่ 10 กราฟสมรรถนะของใบพัดชุดที่ 3



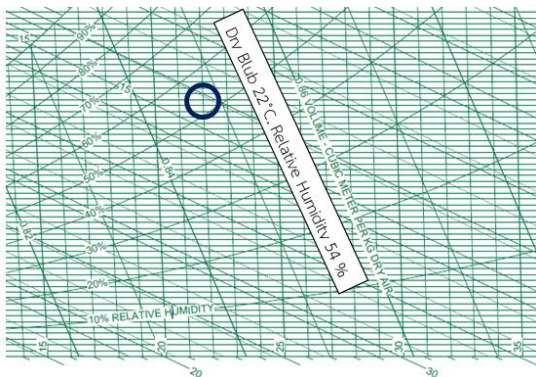
รูปที่ 11 กราฟประสิทธิภาพของใบพัดชุดที่ 3

จากรูปข้างต้นความสัมพันธ์ความดันและอัตราการไหล ดังรูปที่ 10 เกิดขึ้นจากใบพัดชุดที่ 3 ได้อัตรากาไหลสูงสุด 400.25 CFM ความดันสูงสุด 43 Pa ประสิทธิภาพสูงสุด 57.45 % ดังรูปที่ 11 เมื่อพิจารณาจุดใช้งานตลอดการทำงานที่ 60 % จะมีอัตราการไหล 249 CFM ความดัน 19.21 Pa ผลที่เกิดการเปลี่ยนแปลงอัตราการไหลและความดันสถิตซึ่งเนื่องจากปัจจัยการสิ้นเปลืองไม่เท่ากันดังตารางที่ 1

ตารางที่ 1 ค่าของปัจจัยการสิ้นเปลืองของแต่ละใบพัด

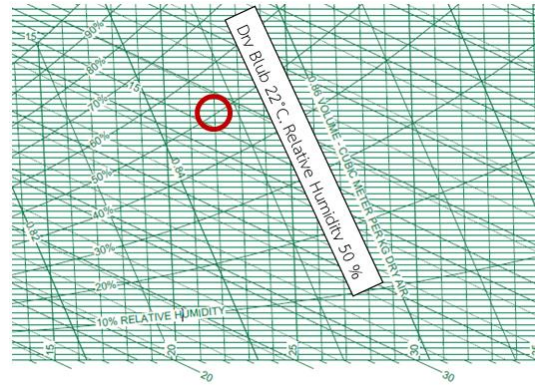
σ_s	ใบพัดชุดที่	ใบพัดชุดที่	ใบพัดชุดที่
	1	2	3
	0.98	0.975	0.962

จากข้อมูลผลกระทบจากการเปลี่ยนจำนวนใบพัดจากนั้นค่าความชื้นสัมพัทธ์ที่อ่านค่าได้นำมาพอร์ทลงบนไซโครเมทริก ชาร์ทเพื่อพิจารณาว่าเมื่อตัวแปรของ Fan Coil เปลี่ยนไปส่งผลอย่างไรต่อตัวแปรการทำความเย็น



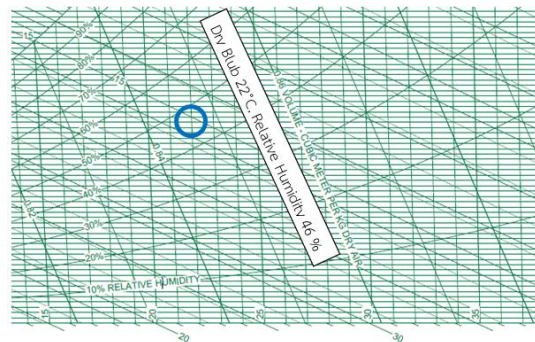
รูปที่ 9 ความชื้นสัมพัทธ์ที่เกิดขึ้นของใบพัดชุดที่ 1

ที่อุณหภูมิกระเปาะแห้งเท่ากับ 22 °C ความชื้นสัมพัทธ์ 54 % ซึ่งความสัมพันธ์ของมวลไอน้ำหายได้จาก Humidity Ratio สังเกตจากการพอร์ตกราฟเมื่อเกิดการเปลี่ยนแปลงของความชื้นสัมพัทธ์แสดงว่ามวลไอน้ำเพิ่มขึ้นและใบพัดชุดที่ 1 มี Humidity Ratio เท่ากับ 0.009 Kg_{moisture}/Kg_{dry air}



รูปที่ 10 ความชื้นสัมพัทธ์ที่เกิดขึ้นของใบพัดชุดที่ 2

ที่อุณหภูมิกระเปาะแห้งเท่ากับ 22 °C ได้ความชื้นสัมพัทธ์ 50 % ใบพัดชุดที่ 2 มี Humidity Ratio เท่ากับ 0.0085 Kg_{moisture}/Kg_{dry air}



รูปที่ 11 ความชื้นสัมพัทธ์ที่เกิดขึ้นของใบพัดชุดที่ 3

ที่อุณหภูมิกระเปาะแห้งเท่ากับ 22 °C ได้ความชื้นสัมพัทธ์ 46 % ใบพัดชุดที่ 3 มี Humidity Ratio เท่ากับ 0.0082 Kg_{moisture}/Kg_{dry air}

เมื่อนำผลการทดลองมาวิเคราะห์ Room Sensible Heat Ratio พบว่ากรณีที่น่า load จาก ประชากร และ เครื่องมืออิเล็กทรอนิกส์ที่ขีดสูงสุดมาวิเคราะห์ความต้องการทั้งหมดเท่ากับ 0.73 แต่สถานะผลกระทบทั้งสามใบพัดทำได้ 0.5 เป็นผลที่เห็นได้ชัดว่าควรมีการติดตั้งเครื่องปรับอากาศเพิ่ม

5. กิตติกรรมประกาศ

สำหรับงานวิจัยนี้เกิดขึ้นได้โดย ภาคเทคโนโลยีเครื่องกล คณะเทคโนโลยีอุตสาหกรรม มหาวิทยาลัยราชภัฏสุรินทร์ ที่สนับสนุนในการให้ห้องประกอบการเรียนการสอนช่วยในการ

วิเคราะห์ตัวแปรที่เกิดขึ้นรวมถึง ผู้ร่วมเก็บข้อมูลการทำวิจัยที่มีความเชี่ยวชาญ พร้อมทั้งข้อเสนอแนะเป็นอย่างดี สุดท้ายขอขอบคุณครูผู้สอนทางด้านคณิตศาสตร์สถิติช่วยประเมินค่าตัวเลขโครงสร้างเชิงเส้น รวมถึงบทความของผู้วิจัยที่ได้อ้างอิง

6.สรุปผลการทดลอง

ผลกระทบของจำนวนใบพัดทั้งหมด 3 ชุดเมื่อนำมาเทียบกับใบพัดชุดที่ 1 พารามิเตอร์ที่สร้างได้ อัตราการไหลสูงสุด 400.32 CFM ความดันสถิต สูงสุดเมื่อคิดที่จุด Shut off 48.2 Pa และประสิทธิภาพสูงสุด ที่ 60 % จากนั้นนำผลมาเทียบกับใบพัดชุดที่ 2 ลดจำนวนใบพัดเหลือ 40 ใบ พบว่าความดันสูงสุดลดลง 2.35 % ความดันสถิตลดลง 4.56 % แต่ประสิทธิภาพเพิ่มขึ้น 5 % ผลที่นำมาเทียบกับใบพัดชุดที่ 3 ลดจำนวนใบพัดเหลือ 35 ใบ พบว่าความดันสูงสุดลดลง 10.42 % อัตราการไหลลดลง 6.38 % ประสิทธิภาพสูงสุดลดลง 4.5 % ผลกระทบที่ทำให้พารามิเตอร์มีค่าไม่เท่ากันนั้นเนื่องจากตัวแปรของปัจจัยการสิ้นเปลืองนั้นมีความแตกต่างกับใบพัดชุดที่ 1, 2, 3 มีค่าปัจจัยการสิ้นเปลืองเท่ากับ 0.98, 0.975, 0.962 ตามลำดับและเมื่อนำค่าปัจจัยการสิ้นเปลืองในสมการออยเลอร์เฮดนั้นพบว่าเมื่อปัจจัยการสิ้นเปลืองสูงขึ้นจะส่งผลทำให้เฮดเพิ่มขึ้นและเมื่อปัจจัยการสิ้นเปลืองลดลงจะส่งผลทำให้เฮดของออยเลอร์ลดลงเช่นเดียวกันแต่ยังไม่คำนึงถึงประสิทธิภาพเหตุผลที่ทำให้ประสิทธิภาพนั้นไม่เท่ากันเนื่องจากน้ำหนักของใบพัดที่แตกต่างกันจึงส่งผลให้ input ลดลง จึงทำให้ประสิทธิภาพของใบพัดชุดที่ 2 เพิ่มขึ้น

เมื่อพิจารณา Room Sensible Heat Ratio การเปิดพัดลมระบายอากาศทำให้สภาวะเคลื่อนออกไปจากจุดเดิมส่งผลทำให้ Humidity Ratio สูงขึ้นเนื่องจากระบบพัดลมดูดอากาศ ได้ทำให้เกิดการหมุนเวียนจากอากาศภายนอก เช่นเมื่ออัตราการไหลเพิ่มขึ้นจะส่งผลทำให้ความชื้นสัมพัทธ์นั้นสูงขึ้นตามและค่าความต้องการความร้อนสัมผัสภายในห้องนั้นเท่ากับ 0.73 แต่ชุดใบพัด

ทั้งชุดทำได้เพียง 0.5 เท่านั้นทั้งนี้เนื่องจากค่าความร้อนสัมผัสที่ต้องการสูงฉะนั้นจึงต้องเพิ่มรอบหรือจำนวนแอร์เพิ่มขึ้น

7. เอกสารอ้างอิง

- [1] ประกอบ สุรวฒนาวรรณ และ กรรณิการ์ สุดสม. (2015). A Study of Humidity Level Constraint for Split Type Air Condition Unit, The Engineering Institute of Thailand under H.M. The king's Patronage, vol. 26(72-12), May 2015, pp. 77 – 92.
- [2] บุชยา จูงาม และ พลกฤต กฤษไมตรี. (2555). การศึกษาปรับปรุงวิธีการควบคุมความชื้น เพื่อลดปัญหาเกิดเชื้อราในหอพักผู้ป่วย, วิศวกรรมสารมก, ตุลาคม – ธันวาคม 2555, หน้า 1-14
- [3] LIU Houlin. (2010). Effect of Blade Number on Characteristics of Centrifugal Pumps, JVE International Ltd.Journal of Vibroengineering, vol. 19(39-48), August 2010, pp. 3768 – 3778.
- [4] Wen-Guang Li. (2013). Effect of Flow Rate and Viscosity on Slip Factor of Centrifugal Pump Handling Viscous Oil, vol. 2013, June 2013, pp. 1-12.
- [5] M.G. Patel and A.V. Doshi. (2013). Effect of Impeller Blade Exit Angle on the Performance of centrifugal Pump, vol. 3, January 2013, pp. 702-706.
- [6] S.K. Gaadhe, S.K. Chavda and R.D. Bandhiya. (2019). Cooling load Estimation of College Reading Hall, vol. 8, November 2019, pp. 2458-2463.



[7] Fety Ilma Rahmillah, Agustina Hotma Uli Tumanggor and Amarri Dila Sari. (2017). The Analysis of Thermal Comfort in Kitchen, vol. 215, May 2017, pp. 1-8.

[8] บริษัท ชัยมิตร เอ็นจิเนียริ่ง อินเตอร์เนชั่นแนล จำกัด (2550). รู้และเข้าใจกราฟแสดงสมรรถนะของพัดลม, [ระบบออนไลน์], แหล่งที่มา <http://aafthailand.com.a33.readyplanet.net>, เข้าดูเมื่อวันที่ 03/05/2562.

[9] Turton, R.K. (1995). Principles of Turbomachinery. 2nd edition, ISBN: 978-0-412-60210-8, Chapman and Hall, London.

[10] Turzon, J. (2000). Centrifugal Pump Design. 1st edition, ISBN: 978-0-471-36100-8, John and Sons, New York.

[11] ASHRAE Standard. (2014). Thermal Environmental Conditions For Human Occupancy, Approved American National Standard, American

[12] ASHRAE Standard. (2003). Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality, American National Standard Institute, American.