



รายงานวิจัยฉบับสมบูรณ์

การใช้พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ และการทดลองพื้นฐานเพื่อหาแนวทางแก้ไข
การปนเปื้อนของอนุภาคในไลน์การผลิตฮาร์ดดิสก์ไดรฟ์

Using the CFD and Simple Experiment to Find a Solution of Particle
Concentration in an HDD Production Line

ผศ.ดร.จตุพร ทองศรี

งานวิจัยนี้ได้รับทุนสนับสนุนงานวิจัยจากเงินรายได้ ประจำปีงบประมาณ 2560

วิทยาลัยนวัตกรรมการผลิตขั้นสูง

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รายงานวิจัยฉบับสมบูรณ์

การใช้พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ และการทดลองพื้นฐานเพื่อหาแนวทางแก้ไข
การปนเปื้อนของอนุภาคในไลน์การผลิตฮาร์ดดิสก์ไดรฟ์

Using the CFD and Simple Experiment to Find a Solution of Particle
Concentration in an HDD Production Line



T147866

ผศ.ดร.จตุพร ทองศรี

RCH
๑1367
2560

b. 12862599
i.

เลขหมู่.....
เลขทะเบียน 147866
ในเดือนปี 15 ก.ย. 2560

งานวิจัยนี้ได้รับทุนสนับสนุนงานวิจัยจากเงินรายได้ ประจำปีงบประมาณ 2560
วิทยาลัยนวัตกรรมการผลิตขั้นสูง
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ชื่อโครงการ (ภาษาไทย)...การใช้พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ และการทดลองพื้นฐานเพื่อหาแนวทางแก้ไข
การปนเปื้อนของอนุภาคในไลน์การผลิตฮาร์ดดิสก์ไดรฟ์

แหล่งเงิน...รายได้...

ประจำปีงบประมาณ...2560...จำนวนเงินที่ได้รับการสนับสนุน...75,000...บาท

ระยะเวลาการทำวิจัย...1...ปี ตั้งแต่...1...ตุลาคม 2559...ถึง...30 กันยายน 2560...

ชื่อ-สกุล หัวหน้าโครงการ พร้อมระบุหน่วยงานต้นสังกัด

ผศ.ดร.จตุพร ทองศรี วิทยาลัยนวัตกรรมการผลิตขั้นสูง สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหาร

ลาดกระบัง

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้เป็นบทความที่ใช้แก้ปัญหาได้จริง การตั้งค่าระบบระบายอากาศสำหรับสายการผลิตในโรงงานผลิตฮาร์ดดิสก์ไดรฟ์ยังไม่เหมาะสมทำให้เกิดปัญหาการควบแน่นของน้ำในพื้นที่ทำงาน ส่งผลให้ผลิตภัณฑ์มีข้อบกพร่องและไม่สามารถซ่อมได้ ในงานวิจัยนี้ได้อธิบายถึงการพยายามแก้ไขปัญหานี้ พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ (CFD) ถูกนำมาใช้เพื่อจำลองกระแสลมจากระบบระบายอากาศในโรงงานผลิตฮาร์ดดิสก์ไดรฟ์ ผลของการสร้างแบบจำลองถูกตรวจสอบความถูกต้องโดยใช้ค่าจริงที่วัดจากโรงงานผลิตฮาร์ดดิสก์ไดรฟ์ โดยแบบจำลองนี้จะแสดงให้เห็นรูปแบบกระแสลมและการกระจายตัวของอนุภาคของอากาศที่อยู่ข้างบนและรอบๆบางพื้นที่ในสายการผลิตนั้นยังไม่เหมาะสม การตั้งค่าอุณหภูมิเดิมของระบบอากาศที่ไหลออกมาจากทางเข้าทำให้อุณหภูมิของอากาศเหนือพื้นที่ดังกล่าวอยู่ในช่วง 13-20.5 องศาเซลเซียส ซึ่งมีค่าต่ำกว่าอุณหภูมิจุดน้ำค้าง (อุณหภูมิที่เมื่ออากาศชื้นถูกทำให้เย็นลงขณะที่ปริมาณไอน้ำยังคงที่ การลดอุณหภูมิถึงจุดหนึ่งจะทำให้ไอน้ำเกิดการอิมตัว และกลั่นตัวควบแน่นเป็นหยดน้ำ (condensate) ที่ความดันบรรยากาศ (atmospheric pressure) คงที่) จึงเป็นสาเหตุให้เกิดการควบแน่นของน้ำ จากผลของการวาดแบบจำลอง จึงได้แนะนำให้ทางโรงงานเพิ่มอุณหภูมิอากาศขาเข้าให้อยู่ในช่วง 16.5-22 องศาเซลเซียส ดังนั้นอุณหภูมิที่อยู่เหนือพื้นที่ทำงานและรอบๆพื้นที่ทำงานสูงกว่าอุณหภูมิจุดน้ำค้างและสม่ำเสมอมากขึ้น ทางโรงงานได้ดำเนินการตามคำแนะนำของเราและพบว่าไม่เพียงแก้ไขปัญหาดังกล่าวได้อย่างน่าพอใจเท่านั้น แต่ยังช่วยประหยัดค่าใช้จ่ายของเครื่องปรับอากาศได้อีกด้วย

คำสำคัญ: การไหลอากาศ, พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ, การจำลองทางพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ, การไหลแบบลามินาร์, การระบายอากาศ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Research Title: Using the CFD and Simple Experiment to Find a Solution of Particle Contamination in an HDD Production Line

Researcher: Asst. Prof. Dr.Jatuporn Thongsri

Address: College of Advanced Manufacturing Innovation, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang

Abstract

This article was intended as an article of a practical solution. The settings of a ventilation system for a production line in an HDD factory were inappropriate leading to a condensation problem in the work area causing the finished products to be defective and unsalable. This paper describes an attempt to solve this problem and the outcome. CFD was used to simulate the airflow from a ventilation system in an HDD factory. The simulation results were validated with actual values measured with instruments readily available at the factory. The simulation results showed that the airflow patterns and temperature distribution of the air above and around some areas in the production line were not proper. The old temperature setting of the system for the air coming out of the inlet caused the temperature of the air above the said areas to be in the range of 13-20.5 °C which was lower than the dew point temperature thus causing a condensation problem. From the results of the simulation, we recommended the factory to increase the inlet air temperature to be around 16.5-22 °C so that the temperature of the air above and around the work areas would be higher than the dew point temperature and more uniform. The factory implemented our recommendation and found that it not only solved the problem satisfactorily but also saved the air-conditioning cost.

Keywords: Airflow, computational fluid dynamics, CFD simulation, laminar flow hood, ventilation

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กิตติกรรมประกาศ

งานวิจัยนี้ได้รับการสนับสนุนเงินวิจัยจากวิทยาลัยนวัตกรรมการผลิตขั้นสูง สำหรับสิ่งอำนวยความสะดวกต่างๆ การใช้เครื่องมือ เครื่องคอมพิวเตอร์ และการประสานงาน ได้รับเอื้อเฟื้อเป็นอย่างดีจากเจ้าหน้าที่ประจำวิทยาลัยนวัตกรรมการผลิตขั้นสูง แรงงานและความเอาใจใส่ช่วยทำวิจัยจากนักศึกษากลุ่มวิจัยคอมพิวเตอร์ช่วยงานจำลองทางวิศวกรรม ทั้งหมดนี้ผู้วิจัยจึงขอขอบคุณมา ณ ที่นี้ด้วย

คณะผู้วิจัย

กันยายน 2560



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย.....	ก
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	ข
กิตติกรรมประกาศ.....	ค
สารบัญ.....	ง
สารบัญรูปภาพ.....	ฉ
สารบัญตาราง.....	ช
อักษรย่อ.....	ซ
บทที่ 1: บทนำ.....	1
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของเนื้อหา.....	1
1.2 วัตถุประสงค์ของการวิจัย.....	2
1.3 ขอบเขตของการวิจัย.....	3
1.4 วิธีดำเนินการวิจัย.....	3
1.5 คำสำคัญ.....	3
บทที่ 2: แนวคิดและทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง.....	4
2.1 สมการอนุพันธ์.....	4
2.2 สมการความปั่นป่วน.....	4
2.3 สมการต้นกำเนิดพลังงาน.....	4
2.4 สมการอัตราการไหลเชิงมวล.....	5
2.5 สมการสมดุลแรงอนุภาค.....	5
บทที่ 3: วิธีดำเนินการวิจัย.....	6
3.1 สายการผลิต.....	6
3.2 ระบบระบายอากาศ.....	6
3.3 งานวิจัยก่อนหน้า.....	7
3.4 ก่อนการจำลอง.....	8
3.5 การจำลองและการตรวจสอบความถูกต้อง.....	9
บทที่ 4: ผลการวิจัยและการอภิปราย.....	13

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่ประเมินสมรรถนะของระบบระบายอากาศนั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้วยการ
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.2 แนวทางการแก้ปัญหา.....	15
บทที่ 5: สรุปผลการวิจัย.....	17
บทที่ 6: ผลผลิตที่ได้จากการวิจัย.....	18
เอกสารอ้างอิง.....	19
ภาคผนวก.....	22
เอกสารหมายเลข1.....	23
เอกสารหมายเลข2.....	29
ประวัติผู้วิจัย.....	40



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูปลูกภาพ

	หน้า
รูปที่ 3.1 สายการผลิต.....	6
รูปที่ 3.2 ส่วนประกอบของระบบระบายอากาศจริง.....	7
รูปที่ 3.3 ผลจากการทำงานก่อนหน้านี้ของวิศวกรที่โรงงาน.....	7
รูปที่ 3.4 ผลการทำ Pre-simulation.....	8
รูปที่ 3.5 แบบจำลองของเพลง และแผนภาพแผนผังของ LFHs.....	9
รูปที่ 3.6 แบบจำลองของเหลวที่แสดงแผนผังระบบระบายอากาศ.....	9
รูปที่ 3.7 แบบจำลองเมฆของสายการผลิต.....	10
รูปที่ 3.8 การตรวจสอบความถูกต้องของทิศทางการกระแสน้ำโดยใช้เส้นด้ายที่มีน้ำหนักเบา.....	11
รูปที่ 3.9 เปรียบเทียบระหว่างผลการจำลองและการวัดค่าความเร็วลมรอบๆ LFHs A, B, C และ D.....	11
รูปที่ 3.10 เปรียบเทียบระหว่างผลการจำลองและการวัดค่าอุณหภูมิรอบๆ LFHs A, B, C และ D.....	12
รูปที่ 4.1 ทิศทางความเร็วของกระแสลม.....	13
รูปที่ 4.2 พื้นที่ที่มีความเร็วลมมากกว่า 0.2 m/s.....	14
รูปที่ 4.3 การจำลองการกระจายตัวของอุณหภูมิได้ FFU และ UPF โดยตั้งค่า T_{FFU} เท่ากับ $20.5^{\circ}C$ และ T_{UPF} เท่ากับ $13^{\circ}C$	14
รูปที่ 4.4 การจำลองการกระจายตัวของอุณหภูมิได้ FFU และ UPF โดยตั้งค่า T_{FFU} เท่ากับ $22^{\circ}C$ และ T_{UPF} เท่ากับ $15^{\circ}C$	15
รูปที่ 4.5 พื้นที่ที่มีอุณหภูมิสูงกว่า $16.5^{\circ}C$	16

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญตาราง

หน้า

ตารางที่ 1 แสดงขอบเขตเงื่อนไขที่ใช้ในการจำลอง.....10

อักษรย่อ

i, j	1, 2, 3	บอกความสัมพันธ์ขององค์ประกอบในแกน x,y,z ตามลำดับ
E		พลังงานภายใน
S_m, S_h		แหล่งกำเนิดโมเมนตัมและพลังงาน ตามลำดับ
ρ		ความหนาแน่นของของไหล
u		ความเร็ว
P		ความดัน
t		เวลา
F		แรงภายนอก
K		ค่าการนำความร้อน
T		อุณหภูมิ
T_D		อุณหภูมิจุดน้ำค้าง
R_h		ความชื้นสัมพัทธ์
FFU		พัดลมกรองอากาศ
UPF		แผ่นกรองอากาศ
RTS		return shaft
LFH		laminar flow hood
RTC		return ceiling

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของเนื้อหา

ฮาร์ดดิสก์ไดรฟ์เป็นอุปกรณ์เก็บข้อมูลสำหรับคอมพิวเตอร์ ในแต่ละปี สัดส่วนการผลิตที่ใหญ่ที่สุดของฮาร์ดดิสก์ไดรฟ์เพื่อส่งไปยังประเทศต่างๆทั่วโลกนั้นถูกผลิตขึ้นในประเทศไทย ซึ่งสร้างรายได้ให้กับประเทศมากกว่า 16,000 ล้านบาทหรือ 16,000 ล้านเหรียญสหรัฐ ฮาร์ดดิสก์ไดรฟ์ประกอบด้วยชิ้นส่วนอิเล็กทรอนิกส์ขนาดเล็กมากกว่า 2,000 ชิ้น แต่ละชิ้นส่วนจำเป็นต้องสร้างภายใต้ความชื้นที่ควบคุมได้ในห้องสะอาดที่ปราศจากอนุภาคขนาดเล็ก ถ้าบางชิ้นส่วนปนเปื้อนอนุภาคขนาดเล็กหรือมีความชื้นสูงจะทำให้ฮาร์ดดิสก์ไดรฟ์ทำงานไม่สมบูรณ์และใช้งานไม่ได้

ห้องสะอาดในโรงงานผลิตฮาร์ดดิสก์ไดรฟ์จะติดตั้งเครื่องจักรผลิตชิ้นส่วนต่างๆฮาร์ดดิสก์ไดรฟ์ไว้หลายเครื่อง โดยถูกสร้างมามากกว่า 20 ปี แล้ว ในช่วงหลายปีที่ผ่านมาเครื่องจักรเหล่านี้จะถูกแทนที่ด้วยเครื่องจักรที่ทันสมัยเพื่อผลิตฮาร์ดดิสก์ไดรฟ์ที่ทันสมัยขึ้นและมีความจุสูงกว่า การจัดวางเครื่องจักรใหม่ ๆ เหล่านี้ในห้องสะอาดจะแตกต่างจากรูปแบบเดิม แต่รูปแบบของอุปกรณ์ระบบระบายอากาศ (เช่น พัดลมกรองอากาศ, UPF, RTC, RTS) และเงื่อนไขของระบบระบายอากาศยังคงใช้เหมือนกับรูปแบบเดิม เพราะว่าการเปลี่ยนแปลงบางอย่าง อาจส่งผลให้เกิดการไหลเวียนของอากาศและมีจำนวนอนุภาคที่แย่งสูงกว่ามาตรฐาน เพราะฉะนั้นจึงอาจจะเป็นสาเหตุให้จำนวนของผลิตภัณฑ์ที่เสียหายเพิ่มมากขึ้น ตลอดจนทำให้เกิดความเสียหายทางธุรกิจ ดังนั้นเมื่อเกิดปัญหาเกี่ยวกับระบบระบายอากาศขึ้น เราจึงหาวิธีการจัดการกับปัญหานั้น ตัวอย่างเช่น ปัญหาการปนเปื้อนอนุภาคที่มากเกินไปในพื้นที่พิเศษ แก้ปัญหาโดยการใช้เครื่องดูดฝุ่นเพื่อดูดอนุภาคเหล่านั้นและปัญหาความชื้นสัมพัทธ์มากเกินไปในพื้นที่เดียว แก้ปัญหาโดยการวางเครื่องดูดความชื้นในพื้นที่นั้น โดยวิธีนี้สามารถแก้ไขปัญหาก็ได้จริง แต่ยังไม่เหมาะสมในการแก้ปัญหาระยะยาว เพื่อหาสาเหตุของปัญหา วิศวกรของทางโรงงานได้เคยใช้พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ (CFD) ในการจำลองกระแสลมและหาวิธีแก้ไขปัญหามีประสิทธิภาพ แต่ความพยายามนั้นก็ยังไม่ประสบความสำเร็จเนื่องจากการจำลองและการวัดกระแสลมที่เกิดขึ้นจริงนั้นไม่สอดคล้องกันซึ่งอาจจะเป็นเพราะว่าพวกเขายังไม่มีการวัดที่เกี่ยวกับพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ (CFD) ดังนั้นพวกเขาจึงเข้ามาที่วิทยาลัยนวัตกรรมเพื่อขอคำปรึกษาและต้องการให้ผู้เขียนช่วยตรวจสอบความถูกต้องของผลการจำลองด้วยการวัดที่แท้จริงซึ่งสามารถทำได้ด้วยเครื่องมือวัดที่มีอยู่ในโรงงานแล้ว (เพื่อให้ช่างเทคนิคที่โรงงานสามารถทำความเข้าใจและปฏิบัติตามขั้นตอนการวัดได้ง่าย) บทความนี้ได้รายงานถึงความพยายามของผู้เขียนในการตอบสนองต่อคำขอดังกล่าวและผลลัพธ์ที่ตามมา

พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ (CFD) ถูกนำมาใช้เพื่อปรับปรุงกระแสลมจากระบบระบายอากาศในอาคารและโรงงานมานานกว่า 50 ปี ตัวอย่างเช่น ใช้ในการปรับปรุงกระแสลมในห้องควบคุมเพื่อลดความเสี่ยงของภาวะแทรกซ้อนในการผ่าตัด ใช้เพื่อช่วยในการออกแบบรูปแบบของห้องพักในอาคารที่อยู่อาศัยและเป็นมิตรกับสิ่งแวดล้อม ห้องโดยสารเครื่องบิน และถังปฏิกรณ์แบบอากาศลอยตัว (airlift reactor; ถังหมักแบบอากาศลอยตัวจะมีการให้อากาศหมุนเวียนด้วยวิธีแรงดันอากาศจากด้านล่างของถัง) เพื่อที่จะปรับปรุงคุณภาพอากาศ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าในถึง Yan และคณะได้ใช้พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ (CFD) ในการปรับปรุงกระบวนการวางระบบความไม่วุ่นวายใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดลอกเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ร้อน เย็นและระบายอากาศ เพื่อให้เกิดการประหยัดพลังงานสูงสำหรับระบบ HVAC (Heating, Ventilation, and Air-Conditioning) Tung, Villafruela และคณะ ใช้พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ (CFD) เพื่อออกแบบระบบระบายอากาศของห้องเพื่อรักษาคุณภาพอากาศให้ดีไม่ว่าจะมีการเปิดหรือปิดประตู งานของพวกเขา น่าสนใจเพราะเงื่อนไขเหล่านี้มีความซับซ้อนกว่าเงื่อนไขปกติที่กำหนดไว้ในการจำลองที่ใช้พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ (CFD) ปกติ Mohammadshahi, Zhao และคณะใช้ พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ (CFD) สำหรับปรับปรุงการระบายอากาศของสภาพแวดล้อมที่คำนึงถึงการถ่ายเทความร้อนภายในและภายนอก เพื่อที่จะอนุรักษ์พลังงาน Hajdukiewicz และคณะเสนอวิธีการที่เป็นประโยชน์สำหรับการใช้พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ (CFD) เพื่อจำลองการระบายอากาศของสภาพแวดล้อมภายในอาคารที่พิสูจน์แล้วว่า เป็นประโยชน์ต่อการศึกษาวิจัยในหลาย ๆ ด้านในภายหลัง พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ (CFD) ถูกนำมาประยุกต์ใช้เพื่อแก้ปัญหาในอุตสาหกรรมต่างๆมากมาย เช่น มันประสบความสำเร็จมากเมื่อใช้ในการหาความเร็วลมสำหรับระบบระบายอากาศในห้องสะอาดในโรงงานผลิตฮาร์ดดิสก์ไดรฟ์เพื่อลดการปนเปื้อนของอนุภาคบนเครื่องจักรที่ประกอบฮาร์ดดิสก์ไดรฟ์ พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ (CFD) ถูกนำไปใช้เพื่อตรวจสอบกระแสลมและอุณหภูมิในเครื่องทดสอบฮาร์ดดิสก์ไดรฟ์เพื่อลดความผิดพลาดในการทดสอบ นอกจากนี้ยังใช้ในกระบวนการผสมในอุตสาหกรรมการก่อสร้าง ในด้านระดับความชื้น อุณหภูมิ ในอาคารหรือสภาพแวดล้อม มีรายงานวิจัยได้รายงานไว้ว่าคุณภาพของอากาศ ความเหมาะสมและการอนุรักษ์พลังงาน มีผลอย่างมาก เช่น Li, kong และ Wang Eldeep และ Matinez-Ibernon และคณะ ได้ปรับปรุงระบบระบายอากาศของอาคารและควบคุมระดับความชื้นและอุณหภูมิให้เหมาะสม โดยการศึกษาทั้งหมดนี้ได้ใช้พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ (CFD) ในการพัฒนาและควบคุมระบบระบายอากาศเพื่อให้มีระดับความชื้นและอุณหภูมิที่เหมาะสม จากข้อมูลที่ยังมีรายงานของการศึกษาข้างต้นที่กล่าวมานั้นทำให้งานวิจัยนี้เป็นประโยชน์อย่างมาก

ความท้าทายของงานวิจัยนี้คือ มีจุดประสงค์เพื่อศึกษาสายการผลิตจริงในโรงงาน ดังนั้นทุกตัวแปรในสิ่งแวดล้อมจะส่งผลต่อผลลัพธ์ที่ได้ เพื่อให้การคำนวณง่ายขึ้น เราจะได้อธิบายถึงตัวแปรทุกตัว เราจะกล่าวถึงเฉพาะตัวที่มีผลโดยตรงและสำคัญต่อผลลัพธ์ ยิ่งไปกว่านั้นในสายการผลิตบางพื้นที่มีการติดตั้ง laminar hoods ที่จะสร้างกระแสลมแบบ laminar (ของไหล (ของเหลวหรือแก๊ส) ที่มีคุณลักษณะการเคลื่อนที่สม่ำเสมอ ราบเรียบ ไม่มีการผันผวน) ซึ่งจะไม่ได้อธิบายถึงในการศึกษาก่อนหน้า ตัวอย่างเช่นรูปแบบกระแสลมจะแตกต่างกันมากจากคนที่ศึกษามาก่อนเหล่านั้น ยิ่งไปกว่านั้นเราจำเป็นต้องใช้เงื่อนไขต่างๆที่เป็นจริงของสายการผลิตในแบบจำลองของเรา เพื่อที่จะหาทางออกของปัญหาการควบคุมของไอน้ำเป็นหยดน้ำเล็กๆของบางพื้นที่ แต่ไม่ใช่ใครๆก็สามารถกำหนดแนวทางในการปรับปรุงระบบระบายอากาศได้ อย่างไรก็ตาม ข้อจำกัดเหล่านี้และความแปรปรวนก็เป็นความท้าทายของการศึกษานี้

1.2 วัตถุประสงค์ของการวิจัย

1. เพื่อจำลองการไหลของอากาศในไลน์การผลิต G3 ภายใต้เงื่อนไขที่สนใจด้วยพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ
2. เพื่อหาสาเหตุที่ทำให้เกิดปัญหาการปนเปื้อนของอนุภาคที่เกินมาตรฐาน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3. เพื่อหาเงื่อนไขที่เหมาะสมของรูปแบบการไหลของอากาศที่สามารถลดการปนเปื้อนของอนุภาคในไลน์การผลิตได้

1.3 ขอบเขตของการวิจัย

1. ได้รูปแบบการไหลของอากาศในไลน์การผลิต ภายใต้เงื่อนไขจริง
2. ทราบสาเหตุของปัญหาที่ทำให้เกิดการปนเปื้อน
3. ได้เงื่อนไขที่เหมาะสมที่ให้รูปแบบการไหลของอากาศมีประสิทธิภาพลดการปนเปื้อนของอนุภาคได้

1.4 วิธีดำเนินการวิจัย

1. วาดแบบจำลองของไลน์การผลิต G3 ตัวอย่างในคอมพิวเตอร์
2. สร้างแบบจำลองเมชที่เหมาะสม และกำหนดเงื่อนไขทางฟิสิกส์ที่เกี่ยวข้อง
3. กำหนดหารูปแบบการไหลของอากาศที่ถูกต้อง
4. ตรวจสอบผลที่ได้กับค่าต่างๆที่ได้จากการวัดเพื่อหาแบบจำลองที่ถูกต้องที่สุดและน่าเชื่อถือ
5. หาสาเหตุที่ทำให้เกิดการปนเปื้อน และแนวทางการแก้ปัญหา
6. วิเคราะห์ อภิปราย และสรุปผลการคำนวณ
7. สรุปและเขียนรายงานโครงการ

1.5 คำสำคัญ

การไหลอากาศ, พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ, การจำลองทางพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ, การไหลแบบลามินาร์, การระบายอากาศ

บทที่ 2 แนวคิดและทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

2.1 สมการอนุรักษ์ (Conservation Equation)

รูปแบบการไหลของอากาศในห้องสะอาดด้วยพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ หาได้จากการแก้ระบบสมการเชิงอนุพันธ์ของสมการอนุรักษ์ (conservation equations) และสมการความปั่นป่วน (turbulence equations) ซึ่งรูปแบบของสมการอนุรักษ์สามารถเขียนได้ดังสมการที่ (1)-(3)

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_i)}{\partial x_j} = 0, \quad (1)$$

$$\frac{\partial (\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + F_i + \frac{\partial [\tau_{ij}]}{\partial x_j} + \frac{\partial (-\overline{\rho u_i' u_j'})}{\partial x_j} + \frac{\partial (-\overline{\rho u_i'^2})}{\partial x_i} + S_m \quad (2)$$

$$\frac{\partial (\rho E)}{\partial t} + \frac{\partial [u_i (\rho E + P)]}{\partial x_i} = \frac{\partial ((k)_{eff} (\partial T / \partial x_j))}{\partial x_j} + u_i (\tau_{ij})_{eff} / \partial x_j + S_h \quad (3)$$

เมื่อ ρ คือความหนาแน่นของอากาศ t คือเวลา τ_{ij} คือเทนเซอร์ความเค้น (Stress Tensor) S คือเทอมของแหล่งกำเนิด (Source Term) p คือความดันสถิตย์ (Static Pressure) และ E คือพลังงาน

2.2 สมการความปั่นป่วน (Turbulence Equation)

แบบจำลองทางคณิตศาสตร์หลายแบบรวมไปถึงสมการปั่นป่วนใช้เพื่อแก้ปัญหาด้านวิศวกรรมและฟิสิกส์ประเภทต่างๆ เช่น k- ϵ , k- ω (ความปั่นป่วนชนิด k- ω), การเปลี่ยนแปลงของ k-kL- ω , การถ่ายโอนความเค้น - ฉื่อน (SST) โดยการศึกษาครั้งนี้ได้เลือกแบบจำลองการถ่ายโอนความเค้น - ฉื่อน (SST) เนื่องจากมีความเหมาะสมกับลักษณะของปัญหามากที่สุด และได้รับการยอมรับอย่างกว้างขวางจากห้องปฏิบัติการวิจัยฮาร์ดดิสก์ไดรฟ์และห้องปฏิบัติการวิจัยทางอุตสาหกรรมอื่น ๆ แบบจำลองการถ่ายโอนความเค้น - ฉื่อน (SST) ประกอบด้วย 4 พารามิเตอร์ ได้แก่ พลังงานจลน์ปั่นป่วน (k), specific dissipation rate (ω), intermittency (γ), and transition momentum thickness Reynolds number (R_{θ}) ที่จะต้องมีการตั้งค่าอย่างถูกต้อง รูปแบบเต็มของทั้ง 4 สมการที่มีพารามิเตอร์เหล่านี้สามารถพบได้ในงานวิจัยอ้างอิง (31) ซอฟต์แวร์ Fluent สามารถแก้สมการที่ (1) ถึง (3) ร่วมกับสมการทั้ง 4 สมการดังกล่าวข้างต้นเพื่อหารูปแบบและอุณหภูมิของอากาศได้

2.3 สมการต้นกำเนิดพลังงาน (Energy Source Equation)

โดยปกติแล้วในการจำลองรูปแบบกระแสลมนั้น อากาศจะถูกจำลองให้ไหลเข้าไปในในขอบเขตการไหล เริ่มจากช่องทางเข้าไหลไปออกที่ช่องทางออก ซึ่งภายในขอบเขตของการไหลอาจมีแหล่งกำเนิดต่างๆ โดยแหล่งกำเนิดสามารถเพิ่มเข้าไปในสมการการคำนวณ ตัวอย่างเช่น ค่า S_m ในสมการที่ (2) หรือ S_h ในสมการที่ (3), ค่าเหล่านี้มีความเกี่ยวข้องกับโมเมนต์ตัมและอุณหภูมิ ตามลำดับ ในงานวิจัยนี้ได้ใช้ laminar flow hoods (LFHs) ในสายการผลิตเป็นต้นทางของกระแสลมแทนที่จะเป็นทางเข้า ที่ต้องให้ laminar flow hoods (LFHs) เป็นต้นทางเนื่องจากเหตุผลดังนี้ 1) Hoods ดูอากาศที่อยู่เหนือมันและเป่าอากาศออกมาด้วยความเร็วสูงกว่าเมื่อเทียบกับทางเข้าที่อากาศไหลผ่านได้อย่างอิสระทั่วทั้งขอบเขต 2) ความเร็วลมที่เข้ามาใน Hoods ไม่สม่ำเสมอและความเร็วลมของกระแสลมแบบ laminar ที่อยู่ใกล้กับขอบหรือผนังของ Hoods จะสูงมากกว่ากระแสลมในจุดอื่นที่อยู่ไกลออกไป (ดังที่ได้มีการวัดไว้ในการตรวจสอบนี้ก่อนหน้านี้) โดยสามารถหาค่า S_m ได้จากสมการที่ 4 เพื่อจำลอง laminar flow hoods (LFHs) [30]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$S_m = \dot{m}u_j / V \quad (4)$$

เมื่อ V เท่ากับปริมาตรขององค์ประกอบ โดยที่ \dot{m} เป็นอัตราการไหลของมวลคงที่ แล้ว S_m จะเพิ่มขึ้นตามความเร็วของกระแสแบบราบเรียบที่เพิ่มขึ้น

2.4 สมการอัตราการไหลเชิงมวล (Mass flow rate equation)

ในสายการผลิต มีช่องทางเข้าและช่องทางออกของลมอยู่มากมาย โดยค่าขอบเขตของช่องทางเข้าของลม ถูกตั้งค่าให้เหมือนกับค่าจริงที่วัดได้จากโรงงาน สมการของขอบเขตช่องทางเข้าของลมจะเลือกใช้สมการอัตราการไหลเชิงมวล ดังสมการ

$$\dot{m} = \rho Au \quad (5)$$

เมื่อ A คือ พื้นที่ตัดขวางที่อากาศไหลผ่าน

ค่าขอบเขตของช่องทางออกของลมคำนวณจากความเร็วลมที่วัดได้ที่ RTC, RTS, และ pseudowalls ที่โรงงาน โดยค่าเหล่านั้นจะถูกนำมาคำนวณ การไหลออกของอากาศ และซอฟต์แวร์ Fluent จะให้ค่า เปอร์เซ็นต์ของการไหลของมวลอากาศผ่านช่องทางออกของลม

2.5 สมการสมดุลแรงอนุภาค (Particle Force Balance Equation)

ส่วนร่องรอยของอนุภาค (particle trace) คำนวณจากสมการสมดุลแรงอนุภาค (particle force balance equation) ซึ่งเขียนได้ดังสมการที่ (4)

$$du_p/dt = F_D(u_g - u_p) + g(\rho_p - \rho_g)/\rho_p + F_s \quad (6)$$

เมื่อสัญลักษณ์ตัวห้อย p แทนอนุภาค g แทนของเหลว ρ คือความหนาแน่น u แทนความเร็ว F_D คือแรงลาก (Drag Force) F_s คือแรงอื่นๆที่กระทำกับอนุภาคเช่น แรงมวลเสมือน (virtual mass force) แรงยก (lift force) แรงดึงดูดระหว่างอนุภาค (attractive force between particles) ฯลฯ แต่แรงเหล่านี้ไม่มีผลกับอนุภาคขนาดเล็กที่พิจารณาในงานวิจัยนี้เนื่องจาก $\rho_p \gg \rho_g$

ในงานวิจัยนี้ เราจะใช้ CFD จำลองการไหลของอากาศเพื่อหาเงื่อนไขที่เหมาะสม ได้แก่ ความสูงจากพื้นของเครื่องจักร รูปแบบการวางเครื่องจักร และระบบระบายอากาศที่มีประสิทธิภาพลดการปนเปื้อนของอนุภาคได้ในห้องสะอาดตัวอย่าง เราจะใช้รูปแบบการจำลองทางเดียว (One way simulation) นั่นคือ คำนวณเพื่อหารูปแบบการไหลของอากาศก่อน เราเลือกใช้แบบจำลองความปั่นป่วนแบบ Shear Stress Transport Turbulence ซึ่งเป็นแบบจำลองที่ได้รับการยอมรับในภาคอุตสาหกรรม เมื่อกำหนดเงื่อนไขที่เป็นครบถ้วน คอมพิวเตอร์จะแก้ 3 สมการอนุพันธ์ และ 4 สมการความปั่นป่วน รวมทั้งหมด 7 สมการ โดยอาศัยหลักการของระเบียบวิธีปริมาตรจำกัด (Finite Volume Method, FVM) หลังจากได้รูปแบบการไหลของอากาศแล้ว จึงจำลองการปล่อยอนุภาคเพื่อคำนวณหาร่องรอยการเคลื่อนที่ตามสมการ (4) แล้วจึงรายงานผลในรูปแบบของแผนที่เพื่อต่อการวิเคราะห์

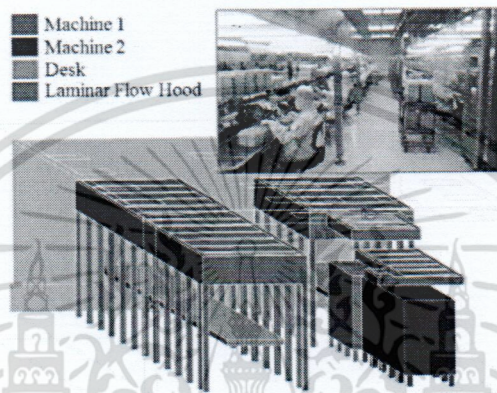
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 3

วิธีดำเนินงานวิจัย

3.1 สายการผลิต (Production Line)

สายการผลิตที่กล่าวถึงในงานวิจัยนี้ เป็นห้องสะอาดขนาดใหญ่คลาส 1,000 ในโรงงานผลิตฮาร์ดดิสก์ไดรฟ์ ในสายการผลิตมีเครื่องจักรหลากหลายแบบ ดังแสดงในภาพถ่ายและ solid model ในรูปที่ 3.1



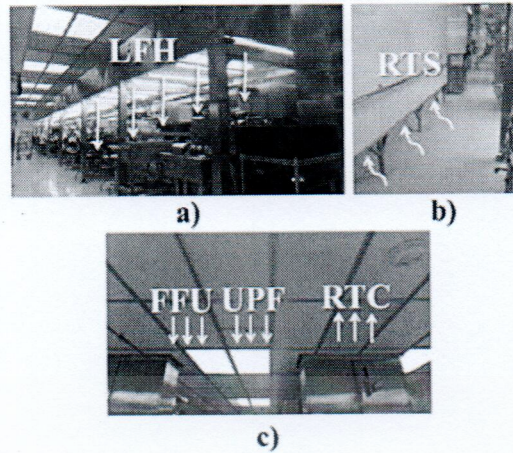
รูปที่ 3.1 สายการผลิต

โดยเฉพาะอย่างยิ่งเครื่องจักร 1 และ 2 ทำหน้าที่ประกอบชิ้นส่วนอิเล็กทรอนิกส์ขนาดเล็กเข้ากับ Head Stack Assembly (HSA) ซึ่งเป็นส่วนสำคัญของฮาร์ดดิสก์ไดรฟ์ นอกจากนี้ยังมีโต๊ะสำหรับพนักงาน เพื่อเอาไว้วางและตรวจสอบชิ้นงาน (HSAs) ในส่วนของ LFH นั้นจะทำด้วยอะลูมิเนียม ด้านบนจะเป็นชุดพัดลมที่จะสร้างกระแสลมแบบราบเรียบที่จะดูดอากาศที่อยู่เหนือมันเพื่อส่งอากาศผ่านไปยังแผ่นกรองอากาศแล้วพัดอากาศที่ไหลแบบราบเรียบที่มีความเร็วลมสูงให้ตกลงมาที่โต๊ะตรวจสอบชิ้นงาน พื้นที่ระหว่าง LFH และโต๊ะตรวจสอบชิ้นงาน ก็คือพื้นที่ปฏิบัติงานที่จำเป็นต้องควบคุมกระแสลมอย่างเคร่งครัด

3.2 ระบบระบายอากาศ (Ventilation System)

จากรูปที่ 3.2 แสดงระบบระบายอากาศของสายการผลิตนี้ ประกอบไปด้วยอุปกรณ์ระบายอากาศ 5 ประเภท ได้แก่ LFH, RTS บนผนังหลังสายการผลิต, FFU, UPF และ RTC ที่ติดตั้งอยู่บนเพดานของห้องสะอาด อากาศจากภายนอกจะถูกดูดเข้าไปและถูกปรับอากาศโดยระบบระบายอากาศหลังจากนั้นก็ไหลออกไปยังสายการผลิตผ่าน FFU และ UPF ด้านซ้ายของสายการผลิตจะไหลออกไปโดยผ่าน RTS และ RTC อากาศบางส่วนจะผ่านเข้าไปและออกมาทาง LFH อากาศที่ไหลผ่าน LFH จะถูกกรองอนุภาคเล็กๆออกไป นอกจากนี้ยังพัดอนุภาคจากบริเวณโดยรอบออกไปด้วย ดังนั้นพื้นที่ปฏิบัติงานบนโต๊ะตรวจสอบชิ้นงานจึงไม่มีอนุภาคมานปนเปื้อนภายใต้การตรวจสอบ อากาศในห้องเมื่อไหลออกไปข้างนอกจะถูกกรองด้วย RTS และ RTC เราจะสังเกตเห็นว่า FFU และ UPF ทำหน้าที่กรองอากาศจากทางเข้า ส่วน RTS และ RTC ทำหน้าที่กรองอากาศจากทางออก และ LFHs ทำหน้าที่เป็นแหล่งกำเนิดขอบเขตของของไหลในแบบจำลอง

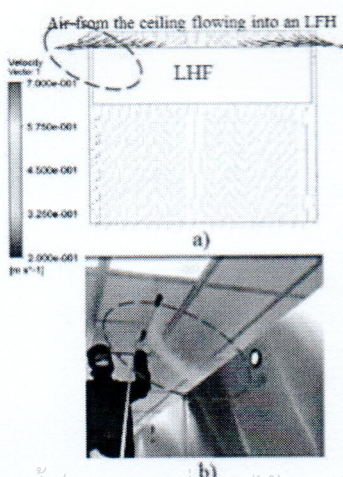
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.2. แสดงส่วนประกอบของระบบระบายอากาศจริง a) Laminar flow hood (LFH), b) return shaft (RTS), and c) fan filter unit (FFU), ulpa filter (UPF) and return ceiling (RTC).

3.3 งานวิจัยก่อนหน้านี้ (Previous Work)

ก่อนที่จะมีการศึกษาวิศวกรที่โรงงานแห่งนี้ได้พยายามใช้ CFD เพื่อจำลองกระแสลมรอบๆ สายการผลิต พวกเขาใช้สภาพแวดล้อมจริงในโรงงานในการจำลองของพวกเขา โดยพวกเขาจำลอง LFHs เป็นกล่องรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าดังที่แสดงไว้ใน รูปที่ 3.3 แบบจำลองของพวกเขาให้ผลที่แสดงให้เห็นว่าอากาศจากผนังไม่ได้ไหลผ่าน LFHs แต่ไหลออกไปด้านข้างซึ่งเป็นอากาศที่ไหลแบบ Laminar ซึ่งในบริเวณนี้อากาศจะมีความเร็วลมที่สูงอย่างสม่ำเสมอ ดังแสดงในรูปที่ 3.3a อย่างไรก็ตามจากการตรวจสอบทิศทางกระแสลมด้วยควัน ดังแสดงในรูปที่ 3.3b โดยพบว่าอากาศที่อยู่เหนือ LFHs จะถูกดูดเข้าไปแล้วไหลออกมายังพื้นที่ปฏิบัติงาน นอกจากนี้ยังพบว่าความเร็วลมที่เกิดขึ้นจริงในแต่ละตำแหน่งไม่เหมือนกันในขณะที่การจำลองของพวกเขาแสดงให้เห็นว่าความเร็วลมที่เกิดขึ้นจริงในแต่ละตำแหน่งเหมือนกัน ดังนั้นแบบจำลองของพวกเขาจึงยังไม่มีประสิทธิภาพมากพอที่จะให้ผลที่เหมือนกับการไหลที่เกิดขึ้นจริง เมื่อพวกเขาได้มาปรึกษากับผู้เขียน เราชี้ให้เห็นว่า ต้องจำลอง LFHs ให้เป็นแหล่งกำเนิดกระแสลมไม่ใช่ inlet จากนั้นพวกเขาก็ขอให้ผู้เขียนสร้างแบบจำลองและสร้างขั้นตอนการตรวจสอบที่สามารถจำลองกระแสลมเหนือและรอบสายการผลิตได้ถูกต้องเพียงพอสำหรับจุดประสงค์นี้ พวกเขาต้องการให้ขั้นตอนการวัดต่างๆ ใช้เครื่องมือวัดที่ง่ายที่พร้อมใช้งานในโรงงานเพื่อให้ช่างเทคนิคสามารถทำการวัดด้วยตนเองในเวลานั้นและในอนาคตได้



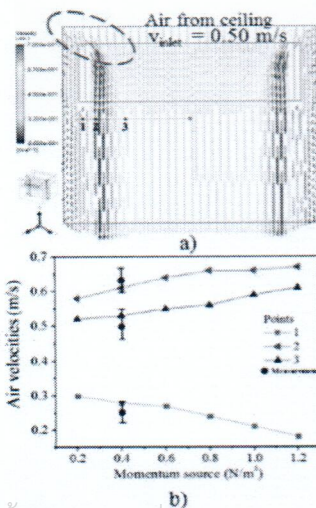
รูปที่ 3 แสดง ผลจากการทำงานก่อนหน้านี้ของวิศวกรที่โรงงาน

- a) Simulation และ
b) Smoke visualization test.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.4 ก่อนการจำลอง (Pre Simulation)

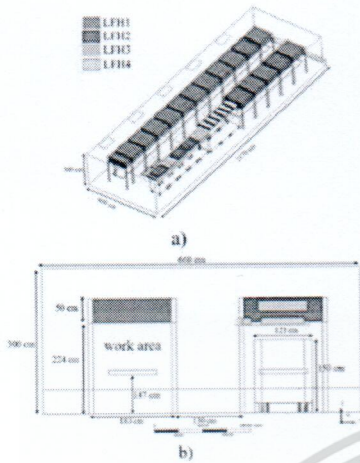
ตามที่กล่าวไว้ในส่วนของสมการโมเมนตัมและแหล่งพลังงานเป็นสิ่งสำคัญมากสำหรับการตั้งค่า S_m และ S_h อย่างเหมาะสม เนื่องจาก LFHs จะเปลี่ยนรูปแบบการไหลและอุณหภูมิของอากาศด้วย พารามิเตอร์เหล่านี้ขึ้นอยู่กับขนาดของแต่ละ LFH และสภาพอากาศที่อยู่ใกล้ ๆ และยังไม่มียานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับปัญหานี้ ดังนั้นเราจึงทำการทดสอบก่อนการจำลองจริงด้วยค่าที่หลากหลาย โดยเราหวังว่างานวิจัยนี้จะเป็นประโยชน์กับนักวิจัยคนอื่นๆ ขั้นตอนการทำ pre-simulation ทำได้โดย เริ่มจากการสร้าง fluid model และ mesh model ของสภาพแวดล้อมของอากาศเหนือและบริเวณโดยรอบ LFHs โดยใช้ขนาดที่แท้จริงของแต่ละ LFHs Inlet จะถูกวางไว้ด้านบนของ LFHs อีกสี่ด้านของสภาพแวดล้อมถูกตั้งเป็น Outlet เราจะได้พารามิเตอร์กระแสลมที่เกิดขึ้นจริงโดยการใช้ท่อและวางไว้ในสภาพแวดล้อมที่เหมือนกับในสายการผลิตจริง หลังจากนั้นเราจะใส่ค่าความเร็วลมของ laminar air ที่ถูกพัดออกจาก LFH ซึ่งเทียบเท่ากับการปรับค่า S_m ในการจำลองและวัดความเร็วอากาศที่ไหลออกมาจากทางเข้าด้านบนของเพดาน 15 เซนติเมตรเหนือ LFH และพบว่ามีความเร็วลม 0.5 m/s นอกจากนี้เรายังวัดความเร็วลมของจุดอื่นๆอีก 3 จุดที่อยู่ใต้ LFHs เพื่อตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลอง โดยสภาพอากาศที่ Outlet ถูกตั้งไว้ดังนี้ pressure gate = 0, $S_h = 300 \text{ W/m}^2$ และเปลี่ยนแปลงค่า S_m ในช่วง 0.2-1.2 N/m^3 รูปที่ 3.4 แสดงผลของ pre-simulation โดย 3.4a แสดงทิศทางความเร็วลมของอากาศที่ไหลผ่านระนาบตรงกลางของแบบจำลองสำหรับ $S_m = 0.4 \text{ N/m}^3$ และ 3.4b แสดงการเปรียบเทียบระหว่างทิศทางความเร็วลมในแนวแกน Z จาก pre-simulation และทิศทางความเร็วลมที่วัดได้จริง โดยจุดที่เปรียบเทียบกันนั้นมีค่า $S_m = 0.4 \text{ N/m}^3$ เราพบว่าค่า S_m ที่เหมาะสมสำหรับแต่ละ LFHs ในสายการผลิตและแบ่งแต่ละส่วนได้เป็น 4 กลุ่ม (LFHs 1-4) และพวกเขาพบว่าค่า S_m มีความสอดคล้องกัน ดังแสดงในรูปที่ 3.5 โดยจากขั้นตอนเดียวกันนี้เราสามารถหาค่า S_h ของแต่ละ LFHs ได้ และพบว่าสำหรับทุกๆ LFHs จะมีอุณหภูมิที่อยู่เหนือและใต้ LFHs นั้นจะมีความแตกต่างกันเพียง 0.5 องศาเซลเซียส ดังนั้นเราจึงถือว่าค่า S_h เท่ากับ 300 W/m^2 ให้ผลที่น่าพอใจที่สุดในกรณีของการเพิ่มขึ้นของอุณหภูมินี้อาจเป็นผลมาจากรังสีความร้อนจากผู้ปฏิบัติงานและเครื่องจักร เมื่อทิศทางของลมในรูปที่ 3.4a ได้ถูกนำมาเปรียบเทียบกับผลการทดสอบการสร้างภาพจากควัน (smoke visualization test) ที่โรงงานได้ดำเนินการไปแล้ว ดังแสดงในรูปที่ 3.3b อากาศที่ตกลงมาจากเพดานส่วนใหญ่จะถูกดูดเข้าไปใน LFHs แล้วไหลออกจาก LFHs ไป ดังนั้นจึงสรุปได้ว่าแบบจำลองของเราได้รับการยืนยันว่ามีความถูกต้องเพียงพอ



รูปที่ 3.4 แสดงผลของการทำ pre-simulation

a) ทิศทางความเร็วลม b) การเปรียบเทียบระหว่างผลจากการจำลองและผลที่วัดได้ของจุดที่อยู่ใต้ LFH 15 เซนติเมตร

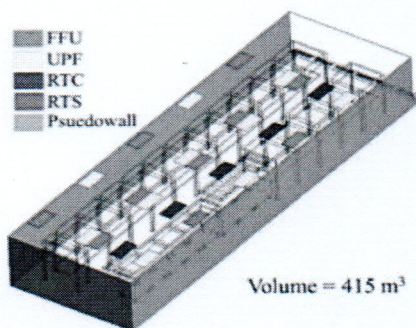
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.5 แบบจำลองของเหลวและแผนภาพแผนผังของ LFHs

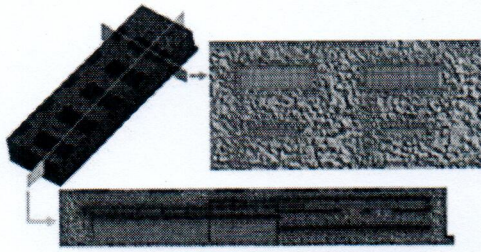
3.5 การจำลองและการตรวจสอบความถูกต้อง (Simulation and Validation)

ในส่วนนี้จะอธิบายถึงขั้นตอนการจำลองของเราถึงขั้นตอนที่ให้ผลลัพธ์ที่น่าพอใจ เพื่อให้มั่นใจว่าผลการจำลองจะถูกต้อง เราจึงเดินทางไปที่โรงงานเพื่อรวบรวมข้อมูลที่จำเป็นด้วยตนเอง เราสร้าง solid model ของสายการผลิตขึ้นมาใหม่ ดังแสดงในรูปที่ 3.1 ต่อมาก็สร้าง Fluid model ดังแสดงในรูปที่ 3.5 ขนาดและตำแหน่งของ LFH ดังแสดงในภาพ จากนั้นเราก็ทำการจำลองแบบจำลองเพื่อลดเวลาในการคำนวณโดยการแบ่ง LFH ไว้ 4 กลุ่มตามค่า S_m ที่สอดคล้องกัน โดย Fluid model ของกลุ่มเหล่านี้แสดงดังรูปที่ 3.6 พร้อมกับตำแหน่งของ FFU, UPF, RTC, และ RTS อากาศที่อยู่เหนือและรอบๆสายการผลิตเท่ากับ 415 m^3 Pseudo walls ถูกกำหนดให้เป็นระนาบเชิงซ้อนระหว่างมวลอากาศของพื้นที่ที่ทำการตรวจสอบในสายการผลิตและมวลอากาศของพื้นที่อื่น ๆ ที่อยู่ติดกับสายการผลิต อากาศสามารถไหลผ่าน pseudo walls เหล่านี้ได้โดยอิสระ ด้วยการกำหนด pseudo walls โดย mesh model ดังรูปที่ 3.7 จึงถูกสร้างขึ้นจาก fluid model ที่กล่าวถึงก่อนหน้านี้ Mesh model ประกอบด้วย hexahedron และ tetrahedron โดย mesh ที่เล็กที่สุดเป็นช่องว่างขนาด 3 ซม. ส่วนที่ใหญ่ที่สุดเป็นช่องว่างขนาด 10 ซม. Growth rate ถูกกำหนดเป็น 1.15 เพื่อให้ได้ผลลัพธ์ที่ถูกต้องมากขึ้น เพื่อผลลัพธ์ที่ถูกต้องมากยิ่งขึ้น ขนาดของ Mesh ที่อยู่ใกล้ inlet, outlet และโต๊ะตรวจสอบชิ้นงาน และบริเวณรอบๆ LFHs และพื้นที่ทำงานถูกตั้งค่าให้ Mesh มีขนาดเล็ก เพื่อให้ได้ความละเอียดที่สูงขึ้น หลังจากนั้นก็ทำการวิเคราะห์ Mesh ได้ 2.69 ล้านโหนด, 8.46 ล้านอิลิเมนต์และความเบี่ยงเบนเท่ากับ 0.88 เพราะค่าเหล่านี้ทำให้ผลแม่นยำและใช้เวลาในการคำนวณไม่มาก



รูปที่ 3.6 แบบจำลองของเหลวที่แสดงแผนผังของระบบระบายอากาศ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.7 เป็น แบบจำลองเมชของสายการผลิต

เพื่อให้การจำลองเกิดความถูกต้องจึงต้องมีการกำหนดขอบเขตของเงื่อนไข โดยอัตราการไหลของมวลรวมจะได้จากการวัดค่าจริงที่โรงงาน ในส่วนของพารามิเตอร์ Outflow จะใช้ Fluent software โดยคำนวณจากความเร็วเฉลี่ยที่วัดค่าได้จาก RTC, RTS, และ Pseudowalls, แหล่งกำเนิดโมเมนตัม (S_m) และพลังงาน (S_h) ของ LFHs จะได้มาจากส่วนที่ทำการ pre-simulation โดยค่า S_h จะถูกตั้งไว้ที่ 300 w/m^2 ในขณะที่ S_m ของแต่ละ LFHs จะตั้งโดยใช้ค่าที่เป็นตัวแทนของ LFHs ทั้ง 4 กลุ่ม ดังตารางที่ 3.1 แสดงค่าขอบเขตของเงื่อนไขทั้งหมดที่ใช้ในการจำลอง ในสายการผลิตมีอัตราการเปลี่ยนแปลงของลม (ACH) ที่ 60.97 h^{-1} โดยค่า ACH และอุณหภูมิของ inlet แสดงไว้ในตาราง เนื่องจากการแผ่รังสีความร้อนจากผู้ปฏิบัติงานและเครื่องจักรนั้นมีเพียงเล็กน้อย จึงไม่นำมาพิจารณา การจำลองนี้จะพิจารณาเฉพาะค่าที่มีผลต่อการไหลของอากาศที่เข้าและออกจากระบบระบายอากาศและ LFHs ในสายการผลิตเท่านั้น

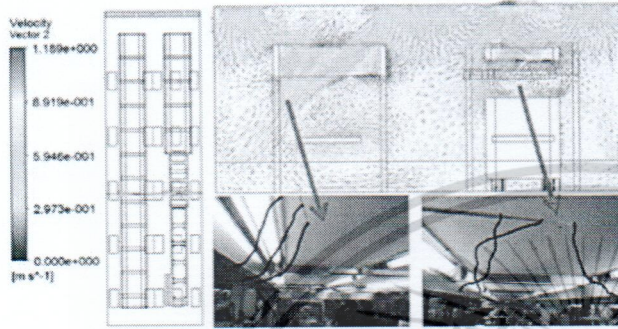
ตารางที่ 3.1 แสดงขอบเขตเงื่อนไขที่ใช้ในการจำลอง

Boundary	Type	Size (m ²)	Number	Temp. (°C)	Total mass flow rate (kg/s)	Outflow	Momentum source (S_m , N/m ³)
FFU	inlet	1.2×0.6	10	20.5	4.69	-	-
UPF	inlet	1.2×0.6	10	13.0	3.92	-	-
RTC	outlet	1.2×0.6	5	-	-	28.69%	-
RTS	outlet	0.9×0.2	6	-	-	66.67%	-
Pseudowall	outlet	139.8	1	-	-	4.64%	-
LFH1	-	1.6×1.4	14	-	-	-	0.4
		0.8×1.4	1	-	-	-	-
LFH2	-	1.6×1.4	6	-	-	-	0.5
		1.1×0.9	1	-	-	-	-
LFH3	-	1.0×0.4	8	-	-	-	0.8
		1.1×0.9	1	-	-	-	-
LFH4	-	0.9×0.2	2	-	-	-	0.9

ในส่วนของการตั้งค่าอื่น ๆ มีดังนี้ ความถูกต้องของการแก้ปัญหาจะถูกตั้งไว้ที่ความแม่นยำเป็น 2 เท่าโดยความดัน-ความเร็ว ถูกตั้งค่าเป็นคู่โดยใช้ ความดันเชิงพื้นที่ที่ไม่ต่อเนื่อง, พลังงานจลน์ปั่นป่วน และอัตราการกระจายตัวปั่นป่วน โดยการเพิ่มจุดตรวจสอบจาก 2 จุด เป็น 3 จุด เพื่อผลจะได้แม่นยำขึ้น ส่วนค่าอื่น ๆ จะกำหนดให้เป็นค่าเริ่มต้น โดยจากการตั้งค่านี้อาจจะซึ่งปริมาณทางกายภาพ ณ ตำแหน่งต่างๆ ไม่เปลี่ยนแปลงตามเวลา (แต่ไม่จำเป็นต้องอยู่นิ่ง) จะถูกคำนวณจนกว่าจะ converge

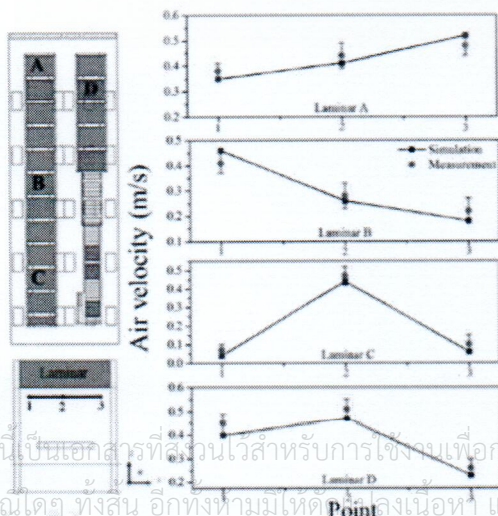
เพื่อตรวจสอบความถูกต้องของการจำลอง เราจึงเปรียบเทียบข้อมูลเส้นทางของอากาศกับข้อมูลที่รวบรวมได้จากโรงงานในขณะที่เครื่องจักรกำลังทำงานอยู่ ในขณะที่มีการรวบรวมข้อมูลนั้น การผลิตฮาร์ดดิสก์ไดรฟ์ไม่สามารถหยุดได้ ดังนั้น smoke visualization test จึงไม่สามารถทำได้ เนื่องจากไอน้ำหรือไอของน้ำแข็งแห้งจะควบแน่นลงบน HSAs ซึ่งตั้งอยู่บนพื้นที่ทำงานและจะทำให้มันเสียหาย ดังนั้นเราจึงสังเกตทิศทางของลมโดยใช้เส้นด้ายติดบนพื้นผิวของเครื่องจักรในบริเวณที่เราสนใจ โดยเส้นด้ายเหล่านี้ทำขึ้นจากไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ด้ายโพลีเอสเตอร์ที่นำไฟฟ้า ซึ่งหนาเพียง 60% ของด้ายปกติ โดยมันมักจะถูกใช้เพื่อทดสอบการปล่อยไฟฟ้าสถิต (ESD) รูปที่ 3.8 แสดงทิศทางความเร็วลมในระนาบด้านข้างของ LFHs ในสายการผลิต ซึ่งเหมือนกันกับทิศทางของเส้นด้าย ในทำนองเดียวกันที่ตำแหน่งที่จำลองยังแสดงให้เห็นถึงกระแสลมหมุนวน และด้ายที่ถูกเป่าในทิศทางแบบสุ่มเหมือนกับกระแสลมหมุนวนที่เกิดขึ้นจริง เส้นด้ายพิเศษที่แสดงในรูปเป็นการทำให้เราเห็นภาพที่ชัดเจนยิ่งขึ้น ซึ่งเส้นด้ายจริงมีขนาดเล็กมากจนทำให้มองไม่เห็นด้วยตาเปล่าเหมือนในรูป



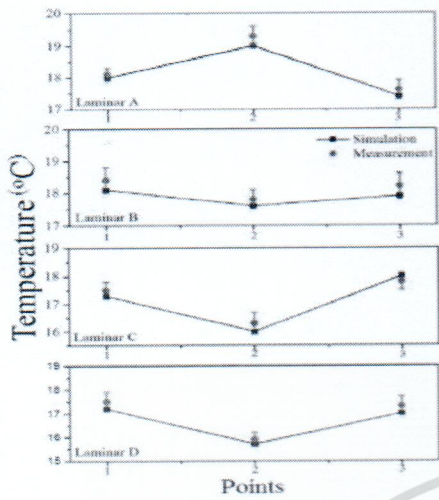
รูปที่ 3.8 การตรวจสอบความถูกต้องของทิศทางกระแสลมโดยใช้เส้นด้ายที่มีน้ำหนักเบา

เพื่อตรวจสอบความถูกต้องของความเร็วลมและอุณหภูมิ เราจึงใช้แอนนิโมมิเตอร์แบบเส้นลวดความร้อน ที่ความถูกต้องเท่ากับ ± 0.03 m/s และ ± 0.1 °C จะใช้วัดพารามิเตอร์ที่ 3 บริเวณ บริเวณละ 3 จุด ยาวไปตามเส้นระนาบเชิงซ้อน 1.25 เมตร และใต้ LFHs A, B, C, D อย่างละ 15 เซนติเมตร ความเร็วลมตามแนวแกน Z และอุณหภูมิแสดงดังรูปที่ 3.9 และ 3.10 ตามลำดับ ซึ่งมีความไม่ตรงกันเล็กน้อยเกิดขึ้น นั่นอาจมาจาก 2 สาเหตุ ดังนี้ 1. เราใช้ค่า S_m ที่เป็นตัวแทนของ LFHs ทั้ง 4 กลุ่ม เพื่อให้ง่ายต่อการคำนวณ แต่ค่า S_m ที่แท้จริงของกลุ่มอาจจะแตกต่างกันเล็กน้อย (น้อยกว่า 10%) และ 2. ในการจำลองเราใช้อัตราการไหลของมวลเฉลี่ย สำหรับ FFUs และ UPFs ซึ่งในความเป็นจริงแล้ว ในแต่ละส่วนอาจจะมีอัตราการไหลของมวลแตกต่างกันเล็กน้อย สิ่งหนึ่งที่ควรสังเกตก็คือ ในรูปที่ 3.10 แสดงให้เห็นว่าการจำลองอุณหภูมิทั้งหมดที่แต่ละบริเวณได้ค่าที่ต่ำกว่าค่าจริง ซึ่งอาจจะเป็นเพราะว่าในสภาวะแวดล้อมจริงนั้น มีแหล่งกำเนิดความร้อนอื่นๆ อีก เช่น จากผู้ปฏิบัติงานและเครื่องจักร ซึ่งในการจำลองนี้ไม่ได้นำมาพิจารณา อย่างไรก็ตาม ทั้งหมดนี้ไม่ได้ส่งผลให้การจำลองนี้ไม่ถูกต้อง เนื่องจากอุณหภูมิที่แท้จริงทั้งหมดที่วัดได้ในบริเวณต่างๆ สูงกว่าในการจำลองไม่เกิน 0.5 องศาเซลเซียส โดยยังอยู่ในช่วงของ Error bars เนื่องจากผลการจำลองและผลการวัดพบเข้ากันได้ดีทำให้การจำลองของเรามีความน่าเชื่อถือพอสมควร



รูปที่ 3.9 เปรียบเทียบระหว่างผลการจำลองและการวัดค่าความเร็วลมรอบๆ LFHs A, B, C และ D

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่ส่วนวิศวกรรมใช้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.10 เปรียบเทียบระหว่างผลการจำลองและการวัดค่า อุณหภูมิรอบๆ LFHs A, B, C และ D



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

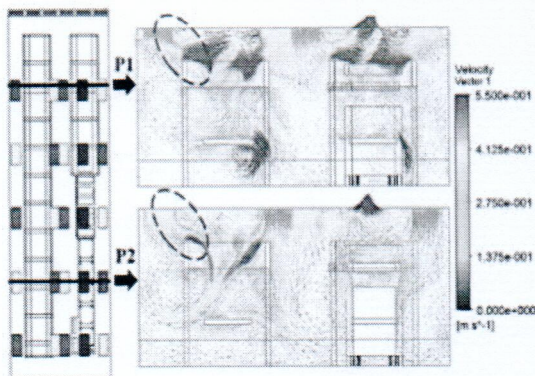
บทที่ 4

ผลการวิจัยและการอภิปราย

4.1 การประเมินสมรรถนะของระบบระบายอากาศ (Assessment of the performance of the ventilation system)

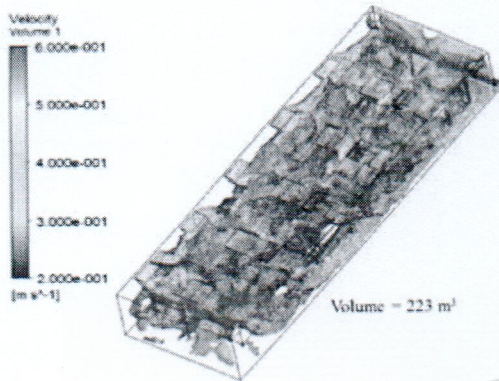
เราต้องการทราบว่าระบบระบายอากาศทำงานได้ตามมาตรฐานของห้องสะอาดหรือไม่ โดยอุณหภูมิเฉลี่ยควรสม่ำเสมอที่ 24°C ความชื้นสัมพัทธ์เฉลี่ยควรเป็น 65% และความเร็วของอากาศควรมากกว่า 0.2 เมตร ต่อวินาที ซึ่งจะสามารถจัดอนุภาคขนาดเล็กออกจากสายการผลิตได้อย่างมีประสิทธิภาพ ในเวลาเดียวกันก็ทำให้ทราบสาเหตุที่เกิดการควบแน่นของน้ำบน HSAs บางตัวในพื้นที่ปฏิบัติงาน

ดังนั้น เมื่อเราทำการจำลองโดยตั้งค่าอุณหภูมิของอากาศที่ไหลออกจาก FFU ไว้ที่ 20.5 องศาเซลเซียสและจาก UPF 13 องศาเซลเซียส ซึ่งเป็นค่าที่วัดได้จริงจากโรงงาน จากรูปที่ 4.1 เราจะเห็นว่าการไหลของอากาศถูกจำลองให้ไหลจาก FFU และ UPF เข้าไปยังสายการผลิต และย้ายไปที่ LFHs ในพื้นที่ปฏิบัติงาน จากนั้นจะไหลออกไปยังพื้นที่อื่น ๆ ในลักษณะเดียวกับที่สังเกตได้ที่สายการผลิตจริง แต่ยังมีอากาศบางส่วนที่อยู่ข้างบนไหลเข้าสู่สายการผลิตด้วยทางนี้ ส่วนใหญ่จะไม่ไหลผ่านสายการผลิตแต่จะไหลผ่านออกไปยัง RTC ทางด้านขวา และไม่มีโอกาสที่จะผสมกับอากาศด้านล่างทำให้อุณหภูมิมีความสม่ำเสมอ นั่นคืออากาศในระนาบแนวตั้งเหนือพื้นที่ปฏิบัติงานที่มีรูปแบบการไหลที่แตกต่างกัน แผนผังของอุปกรณ์ระบายอากาศ ได้แก่ FFU, RTC, RTS, LFH, และ UPF ส่งผลกระทบต่อกรไหลของอากาศโดยตรง รูปที่ 4.2 แสดงพื้นที่ ที่มีคุณภาพอากาศดี (ที่ความเร็วลมเท่ากับหรือมากกว่า 0.2 เมตรต่อวินาที) ปริมาตรของอากาศที่อยู่เหนือพื้นที่นี้เท่ากับ 223 m^3 หรือ 53% ของปริมาตรทั้งหมดที่อยู่เหนือและรอบๆสายการผลิต อัตราการไหลของมวลเพิ่มขึ้นได้ด้วยการเพิ่มความเร็วของอากาศที่ไหลออกจาก FFU และ UPF ก็จะเพิ่มปริมาตรที่มีประสิทธิภาพของอากาศ แต่จากผลการจำลองซึ่งได้รับการยืนยันโดยการวัดว่าความเร็วของอากาศเหนือและรอบพื้นที่ปฏิบัติงานมีค่ามากกว่า 0.2 เมตรต่อวินาที มันไร้ประโยชน์ที่จะเพิ่มความเร็วเหล่านี้ เพราะมันสิ้นเปลืองพลังงานมาก เมื่อพิจารณาเรื่องนี้และการจับคู่ที่ีระหว่างกรจำลองรูปแบบการไหลของอากาศเหนือและบริเวณโดยรอบของพื้นที่ปฏิบัติงานและรูปแบบของการไหลที่เกิดขึ้นจริง เราจึงไม่แนะนำให้เปลี่ยนความเร็วลมของ FFU และ UPF



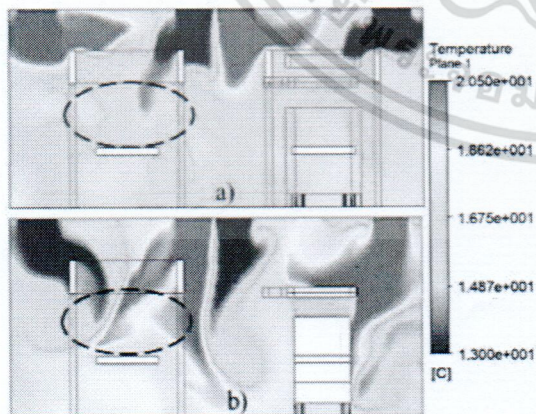
รูปที่ 4.1 ทิศทางความเร็วของกระแสลม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.2 พื้นที่ที่ความเร็วลมมากกว่า 0.2 m/s

ในส่วนของการควบคุมความชื้นของน้ำที่ทราบได้จากการจำลองการกระจายตัวของอุณหภูมิ จากรูปที่ 4.3 แสดงให้เห็นว่ามวลที่มีอุณหภูมิสูงของอากาศจาก FFU ไม่ได้ผสมกับอากาศที่มีอุณหภูมิต่ำที่มาจาก UPF มวลของอากาศจะผสมกันได้ดีเมื่อการกระจายตัวของอุณหภูมิมีความสม่ำเสมอ โดยเฉพาะอย่างยิ่งในพื้นที่ปฏิบัติงาน จะเห็นได้อย่างชัดเจนว่ามีมวลของอากาศที่อยู่เหนือและรอบๆพื้นที่ปฏิบัติงานมีอุณหภูมิที่ต่างกันอย่างมากรวมจาก 13 ถึง 20.5 องศาเซลเซียส ตามผลงานของ Lawrence [33] ความสัมพันธ์ระหว่างความชื้นสัมพัทธ์ (R_h) กับอุณหภูมิจุดน้ำค้าง (T_D) คือ $T_D = T_{room} - (100 - R_h) / 5$ สมการนี้ได้รับการพิสูจน์แล้วว่าเชื่อถือได้ เมื่อ R_h มีค่ามากกว่า 50% ดังนั้น ถ้าเงื่อนไขที่เราวัดได้จากสายการผลิตนั้น $T_{room} = 24^\circ C$, $R_h = 65\%$ และ $T_D = 17^\circ C$ เราจึงคิดว่าสาเหตุของการควบแน่นของไอน้ำ คือ เมื่อมวลของอากาศที่มีอุณหภูมิต่ำกว่า T_D พัดผ่านไปยังพื้นที่ปฏิบัติงาน ไอน้ำในอากาศจะควบแน่นเป็นหยดน้ำเล็กๆ จากการจำลองและการวัดค่าที่เกิดขึ้นจริง พบว่าอุณหภูมิ (T) ในหลายบริเวณ ในพื้นที่นี้มีค่าต่ำกว่า $17^\circ C$ ดังนั้นเราจึงสรุปได้ว่าปัญหาของระบบระบายอากาศคืออุณหภูมิของอากาศที่ไม่สม่ำเสมอซึ่งควรได้รับการแก้ไข



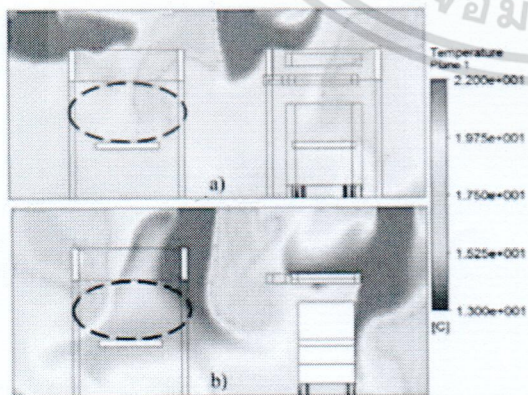
รูปที่ 4.3 การจำลองการกระจายตัวของอุณหภูมิใต้ FFU และ UPF โดยตั้งค่า T_{FFU} เท่ากับ $20.5^\circ C$ และ T_{UPF} เท่ากับ $13^\circ C$

a) คือระนาบ P1, b) คือระนาบ P2

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.2 แนวทางการแก้ปัญหา (Remedial Measure)

พวกเราคิดว่าการเพิ่มอุณหภูมิของอากาศที่ไหลออกจาก FFUs และ UPFs จะแก้ปัญหาที่เกิดขึ้นนี้ได้ เราดำเนินการจำลองอีกครั้งด้วยการตั้งค่าของ T_{FFU} เท่ากับ 22°C และ T_{UPF} เท่ากับ 15°C (ซึ่งเป็นไปตามการตั้งค่าที่เป็นไปได้ของอุปกรณ์ระบายอากาศ) และพบว่ารูปแบบของอากาศจะคงที่และเหมือนกัน แต่การกระจายตัวของอุณหภูมิเปลี่ยนแปลงไปเล็กน้อย จากรูปที่ 4.4 แสดงให้เห็นว่าบริเวณเหนือและรอบๆพื้นที่ปฏิบัติงาน อุณหภูมิของอากาศที่จุดต่างๆอยู่ในช่วง $16.5\text{--}22^{\circ}\text{C}$ และมีการกระจายตัวที่สม่ำเสมอขึ้นเมื่อเทียบกับรูปที่ 13 การที่เพิ่มขึ้นมา 0.5°C นั้นมาจากผู้ปฏิบัติงานและเครื่องจักร โดยอุณหภูมิที่แท้จริงจะอยู่ระหว่าง $17\text{--}22.5^{\circ}\text{C}$ ซึ่งมีค่าเท่ากับหรือมากกว่าค่าอุณหภูมิจุดน้ำค้าง (T_D) ของสายการผลิตนี้ ดังนั้นอุณหภูมิที่เพิ่มขึ้นนี้จะสามารถทำให้อากาศสะสมไอน้ำได้มากขึ้นและแก้ปัญหาคาบชื้นได้ เพื่อความมั่นใจ เราจึงได้ทำการจำลองแบบอื่นๆ เพื่อให้แน่ใจว่ามวลอากาศเหนือและรอบ ๆสายการผลิตมีอุณหภูมิที่สูงกว่า 16.5°C (อุณหภูมิจุดน้ำค้าง (T_D) เท่ากับ 17°C โดยอ้างจากสมการของ Lawrence เมื่อทำการจำลองแสดงให้เห็นว่า ปริมาตรของอากาศที่มีอุณหภูมิสูงกว่า 16.5°C เพิ่มขึ้นเป็น 369 m^3 หรือ 89% ของปริมาตรทั้งหมดจากเดิมที่มีพื้นที่ 272 m^3 หรือ 66% ของสายการผลิตในเวลานั้น รูปที่ 15a แสดงการกระจายตัวของอุณหภูมิที่อยู่รอบๆและเหนือสายการผลิตในเวลานั้น และรูปที่ 15b แสดงให้เห็นถึงการกระจายตัวที่ดีขึ้น การเปลี่ยน T_{FFU} เท่ากับ 22°C และ T_{UPF} เท่ากับ 15°C ไม่เพียงแต่ทำให้อากาศอยู่เหนือและรอบสายการผลิตที่สอดคล้องกับมาตรฐานที่ดีกว่าการตั้งค่าก่อนหน้านี้ที่ T_{FFU} เท่ากับ 20.5°C และ T_{UPF} เท่ากับ 13°C แต่ยังทำให้ประหยัดพลังงานเครื่องปรับอากาศและยังประหยัดค่าใช้จ่ายอีกด้วย โรงงานยอมรับข้อเสนอแนะนี้และใช้มัน และพบว่าปัญหาคาบชื้นของไอน้ำหมดไปและทำให้ผลผลิตเพิ่มมากขึ้น นอกจากนี้เรายังรายงานวิธีการของเราให้กับวิศวกรของโรงงานเพื่อใช้ในการปรับปรุงระบบระบายอากาศเหนือและรอบ ๆ สายการผลิตในอนาคตต่อไป



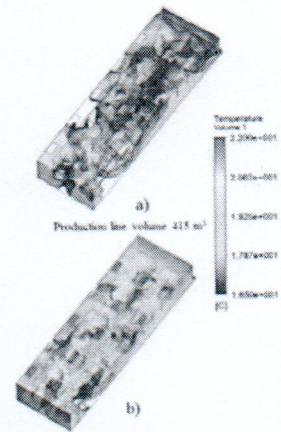
รูปที่ 4.4 การจำลองการกระจายตัวของอุณหภูมิได้ FFU และ UPF โดยตั้งค่า T_{FFU} เท่ากับ 22°C และ T_{UPF} เท่ากับ 15°C

a) คือระนาบ P1, b) คือระนาบ P2

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 4.5 พื้นที่ที่มีอุณหภูมิสูงกว่า 16.5°C

- ภายใต้การตั้งค่า T_{FFU} เท่ากับ 20.5°C และ T_{UPF} เท่ากับ 13°C
- ภายใต้การตั้งค่า T_{FFU} เท่ากับ 22°C และ T_{UPF} เท่ากับ 15°C



สิ่งหนึ่งที่เราควรปรับปรุงในอนาคตก็คือกระแสลมหมุน การตรวจสอบของเราแสดงให้เห็นว่ากระแสลมหมุนเกิดขึ้นในหลายตำแหน่งในสายการผลิต ดังแสดงในรูปที่ 13 ดังนั้นจึงควรหลีกเลี่ยงกระแสลมหมุนเนื่องจากอาจเกิดการสะสมอนุภาคที่เกิดจากเครื่องซึ่งอาจทำให้เกิดปัญหาการปนเปื้อนของอนุภาคได้ และอีกสิ่งหนึ่งที่เราควรหลีกเลี่ยงคือการที่มวลของอากาศผสมกันไม่ได้ไม่ดี โดยจะแยกออกเป็นกลุ่มหรือชั้นดังที่แสดงในรูปที่ 13 เหนือสายการผลิตมีมวลของอากาศบางส่วนไหลออกจาก FFUs และ UPF แล้วไหลผ่านไปยัง Outlet ทันที แทนที่จะไหลลงไปสู่สายการผลิต พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ (CFD) สามารถใช้เพื่อหาค่าที่เหมาะสมสำหรับระบบระบายอากาศและแผนผังของอุปกรณ์ระบายอากาศได้ เมื่อสามารถแก้ปัญหาทั้งสองอย่างนี้ได้จะทำให้สายการผลิตมีประสิทธิภาพมากยิ่งขึ้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 5

สรุปผลการวิจัย

สายการผลิตของโรงงานผลิตฮาร์ดดิสก์ไดรฟ์มีปัญหาการควบแน่นของหยดน้ำเล็กๆในพื้นที่ทำงานหนึ่ง ทำให้ชิ้นส่วนที่ประกอบขึ้นมาใช้งานไม่ได้ เราได้ใช้พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ (CFD) เพื่อจำลองการไหลและการกระจายตัวของอนุภาคของอากาศที่อยู่เหนือสายการผลิตและรอบๆสายการผลิต โดยตั้งค่าระบบระบายอากาศและเงื่อนไขสิ่งแวดล้อมอื่นๆตามค่าที่วัดได้จริง เพื่อตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลองเราได้กำหนดทิศทางของลมที่เกิดขึ้นจริงด้วยการสังเกตทิศทางของเส้นด้ายเย็บผ้าชนิดพิเศษที่ถูกเป่าด้วยลมและความเร็วลมและอุณหภูมิด้วยเครื่องวัดความเร็วลมแล้วเปรียบเทียบกับผลการจำลอง และพบว่าพารามิเตอร์ที่จำลองขึ้นกับค่าที่วัดได้จริงนั้นตรงกัน ผลการทดลองแสดงให้เห็นว่าการตั้งอุณหภูมิที่ใช้ของพัดลมกรองอากาศเท่ากับ 20.5 องศาเซลเซียส และอุณหภูมิของ UPF เท่ากับ 13 องศาเซลเซียส ทำให้เกิดมวลของอากาศที่หมุนและการกระจายตัวของอนุภาคที่ไม่สม่ำเสมอโดยเฉพาะบริเวณพื้นที่ทำงาน อุณหภูมิของอากาศที่อยู่ในช่วง 13-20.5 องศาเซลเซียสนั้นจะทำให้เกิดการควบแน่น เราจึงได้ทำการจำลองกระแสลมอีกครั้งแต่เปลี่ยนอุณหภูมิของพัดลมกรองอากาศและ UPF เป็น 22 และ 15 องศาเซลเซียส ตามลำดับ และพบว่าการกระจายตัวของอนุภาคในบริเวณพื้นที่ทำงานสม่ำเสมอขึ้นโดยจะอยู่ในช่วง 16.5-22 องศาเซลเซียส ดังนั้นเราจึงได้แนะนำเงื่อนไขของระบบระบายอากาศนี้ให้กับทางโรงงานใช้ และพบว่าปัญหาการควบแน่นของน้ำสามารถแก้ไขได้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 6 ผลผลิตที่ได้จากการวิจัย

ผลงานวิจัยนี้ได้มีการนำไปเสนอผลงานในระดับชาติดังต่อไปนี้

การประชุมวิชาการระดับนานาชาติ

- ได้นำไปเสนอผลงานแบบปากเปล่าที่งานประชุม 8th International Conference on Material and Engineering Technology (ICMMT), 4-6 May 2017, MM103.
- J. Naosungnoen, J. Thongsri, Simulation of Airflow in a Cleanroom to Solve Contamination Problem in an HDD Production Line, in *Proc. 8th International Conference on Material and Manufacturing Technology*, Singapore, 4-6 May 2017, MM103 (เอกสารหมายเลข 1)

ตีพิมพ์ผลงานวิจัยในวารสารนานาชาติ

- ได้นำผลงานวิจัยไปตีพิมพ์ในวารสาร *IEEE Access*, อยู่ในฐานข้อมูล ISI, มี Impact factor 3.224, คิวไทล์ 1 (Q1) ในฐาน SJR
- J. Thongsri, A Successful CFD-Based Solution to a Water Condensation Problem in a Hard Disk Drive Factory, *IEEE Access*, Vol. 5, pp. 10795-10804, 2017.

เนื่องจากงานวิจัยนี้ขอทุนวิจัย 75,000 โดยมีข้อกำหนดว่าต้องตีพิมพ์ผลงานในฐานข้อมูลนานาชาติ SJR อย่างน้อย Q3 จึงจะผ่านเกณฑ์ที่กำหนด ซึ่งผลจากงานวิจัยนี้ได้้นำไปเสนอผลงานในการประชุมในระดับนานาชาติ 1 ครั้งซึ่งถูกอ้างอิงในฐาน SCOPUS และตีพิมพ์ในฐานข้อมูล ISI มี Impact Factor = 3.224 โดยอยู่ใน SJR คิวไทล์ 1 (Q1) ซึ่ง “สูงกว่าข้อกำหนดของทุน” ที่ได้สัญญาไว้ จึงสามารถทำได้ตามข้อกำหนดจึงขอปิดทุนมาในรายงานฉบับสมบูรณ์นี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เอกสารอ้างอิง

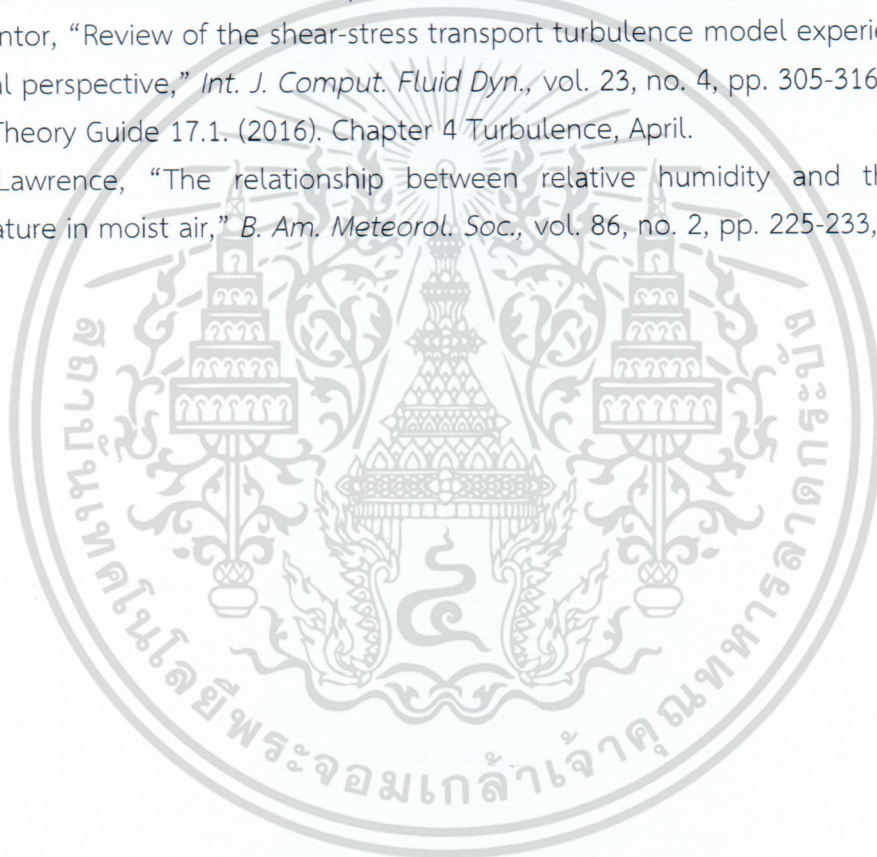
- [1] P. V. Nielsen, "Fifty years of CFD for room air distribution," *Build. Environ.*, vol. 91, pp. 78-90, 2015
- [2] J. Liu, H. Wang, and W. Wen, "Numerical simulation on a horizontal airflow for airborne particles control in hospital operating room," *Build. Environ.*, vol. 44, pp. 2284-2289, 2009
- [3] S. Sadrizadeh, A. Tammelin, P. Ekolind, and S. Holmberg, "Influence of staff number and internal constellation on surgical site infection in an operating room," *Particuology*, vol. 13, pp. 42-51, 2014
- [4] S. Sadrizadeh, and S. Holmberg, "Effect of a portable ultra-clean exponential airflow unit on the particle distribution in an operating room," *Particuology*, vol. 18, pp. 170-178, 2015
- [5] C. Liu, G. Zhou, and H. Li, "Analysis of thermal environment in a hospital operating room," *Procedia Eng.*, vol. 121, pp. 735-742, 2015
- [6] Z. Zhai, A. L. Osborne, "Simulation-based feasibility study of improved air conditioning systems for hospital operating room," *Front. Arch. Res.*, vol. 2, pp. 468-475, 2013
- [7] L. Yang, M. Ye, and B. He, "CFD simulation research on residential indoor air quality," *Sci. Total Environ.*, vol. 472, pp. 1137-1144, 2014
- [8] B. Zhao, "Numerical investigation of particle diffusion in a clean room," *Indoor Built Environ.*, vol. 14, no. 6, pp. 469-479, 2005
- [9] M. Ning, S. Mengjie, C. Mingyin, P. Dongmei, and D. Shiming, "Computational fluid dynamics (CFD) modelling of air flow field, mean age of air and CO₂ distribution inside a bedroom with different heights of conditioned air supply outlet," *Appl. Energy*, vol. 164, pp. 906-915, 2016
- [10] V. Stoyanov, A. Terziev, and M. Uzunova, "Numerical study of distribution of smoke and hazards in underground parking areas considering the operation of ventilation," in *Proc. the 3rd EFEA*, Paris, France, 2014, pp. 1-6, doi: 10.1109/EFEA.2014.7059991
- [11] H. Lui, S. Mao, M. Li, and J. Yue, "3D simulation for dynamic characteristics of airflow and dust control in a laneway of coal mine," in *Proc. the 24th Geoinformatics*, Galway, Ireland, 2016, pp. 1-6, doi: 10.1109/GEOINFORMATICS.2016.7578972
- [12] D. Xiang, Q. Yang, Q. Huang, C. Liu, and Y. Ding, "Numerical simulation on flow characteristics of PM_{2.5} in the indoor environment," in *Proc. FPM*, Harbin, China, 2015, pp. 1263-1267
- [13] M. X. Li, Y. H. Yan, B. Zhao, J. Y. Tu, J. J. Liu, F. Li, and C. C. Wang, "Assessment of turbulence models and air supply opening models for CFD modeling of airflow and gaseous contaminant distributions in aircraft cabins," *Indoor Built Environ.*, vol. 0, pp. 1-16, 2017

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- [14]A. M. Farag, and E. E. Khalil, "Numerical analysis and optimization of different ventilation system for commercial aircraft cabins," in *Proc. IEEE Aerospace Conference*, MT. USA, 2015, pp. 1-12
- [15]S. Zhang, Z. Y. LV, D. Müller, and G. Wozny, "PBM-CFD Investigation of the Gas Holdup and Mass Transfer in a Lab-Scale Internal Loop Airlift Reactor," *IEEE Access*, vol. 5, pp. 2711-2719, 2017
- [16]J. Yan, Q. Zeng, Y. Liang, L. He, and Z. Li, "Smart Air-Conditioning Vent Register for Personalized HVAC Systems," *IEEE Access*, vol. 5, pp. 1649-1657, 2017
- [17]Y. C. Tung, Y. V. Shih, and S. C. Hu, "Numerical study on the dispersion of airborne contaminants from an isolation room in the case of door opening," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 29, pp. 1544-1551, 2009
- [18]J. M. Villafruela, J. F. San José, F. Castro, and A. Zarzuelo, "Airflow patterns through a sliding door during opening and foot traffic in operating rooms," *Build. Environ.*, vol. 109, pp. 190-198, 2016
- [19]S. Mohammadshahi, M. N. Ahmadabadi, and O. Nematollahi, "Improvement of ventilation and heat transfer in Shavadoon via numerical simulation: A traditional HVAC system," *Renew. Energy*, vol. 96, pp. 295-304, 2016
- [20]H. Zhao, Z. Liu, and Z. Zuo, "Numerical simulation of indoor thermal environment effected by air supply temperature and grille angle on stratum ventilation in a typical office," *Procedia Eng.*, vol. 121, pp. 779-784, 2015
- [21]M. Hajdukiewicz, M. Geron, and M. M. Keane, "Calibrated CFD simulation to evaluate thermal comfort in a highly-glazed naturally ventilated room," *Build. Environ.*, vol. 70, pp. 73-89, 2013
- [22]J. Thongsri, and M. Pimsarn, "Optimum airflow to reduce particle contamination inside welding automation machine of hard disk drive production line," *Int. J. Precis. Eng. Manuf.*, vol. 16, no. 3, pp. 509-515, 2015
- [23]J. Thongsri, and A. Khaikom, "Successful simulation of airflow in the microenvironment of an assembly automation machine and its implication," *Adv. Mater. Res.*, vol. 931-932, pp. 1063-1067, 2014
- [24]P. Naphon, S. Ratchaneekorn, and J. Kurujaoren, "Heat transfer and flow characteristics in the hard disk drive tester," *Int. Commun Heat Mass*, vol. 36, pp. 820-826, 2009
- [25]Y. Wang *et al.* "An evaluation index for the control effect of the local ventilation systems on indoor air quality in industrial buildings," *Build. Simul.*, vol. 9, no. 6, pp. 669-676, 2016
- [26]Y. Li, P. Fazio, and J. Rao, "Numerical investigation of the influence of room factors on HAM transport in a full-scale experimental room," *Build. Environ.*, vol. 50, pp. 114-124, 2012

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- [27]F. Kong, and H. Wang, "Heat and mass coupled transfer combined with freezing process in building materials: modeling and experimental verification," *Energy Build.*, vol. 43, pp. 2850-2859, 2011
- [28]R. Eldeeb, M. Fauchoux, and C. J. Simonson, "Applicability of a heat and moisture transfer panel (HAMP) for maintaining space relative humidity in an office building using TRNSYS," *Energy Build.*, vol. 66, pp. 338-345, 2013.
- [29]A. M. Ibernón, C. A. Fernández, R. R. Pastor, and J. L. Vivancos, "Temperature and humidity transient simulation and validation in a measured house without a HVAC system," *Energy Build.*, vol. 131, pp. 54-62, 2016
- [30]Fluent User Guide 12.0. (2009). Chapter 7 Cell zone and boundary conditions, April.
- [31]F. R. Mentor, "Review of the shear-stress transport turbulence model experience from an industrial perspective," *Int. J. Comput. Fluid Dyn.*, vol. 23, no. 4, pp. 305-316, 2009
- [32]Fluent Theory Guide 17.1. (2016). Chapter 4 Turbulence, April.
- [33]M. G. Lawrence, "The relationship between relative humidity and the dewpoint temperature in moist air," *B. Am. Meteorol. Soc.*, vol. 86, no. 2, pp. 225-233, 2005

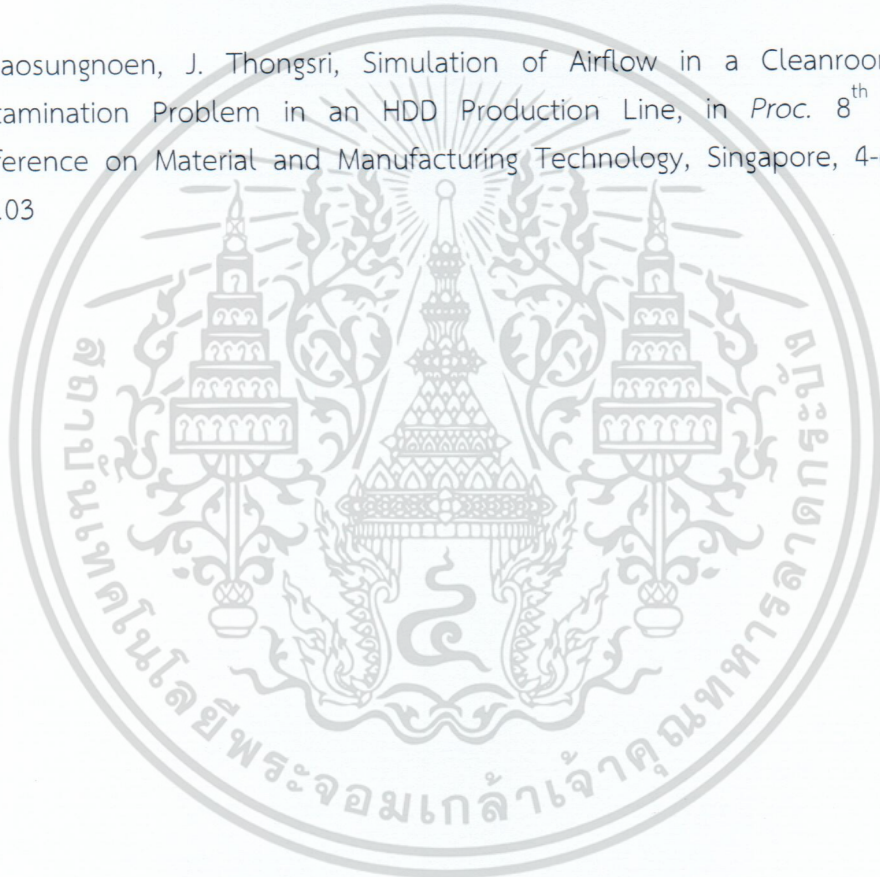




เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เอกสารหมายเลข 1

- J. Naosungnoen, J. Thongsri, Simulation of Airflow in a Cleanroom to Solve Contamination Problem in an HDD Production Line, in *Proc. 8th International Conference on Material and Manufacturing Technology*, Singapore, 4-6 May 2017, MM103



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Simulation of Airflow in a Cleanroom to Solve Contamination Problem in an HDD Production Line

Jiranan Naosungnoen and Jatuporn Thongsri

System and Information Engineering, College of Advanced Manufacturing Innovation, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, Bangkok, 10520, Thailand
 Email: nunjiranan@gmail.com and Jatuporn.th@kmitl.ac.th

Abstract— Contamination that exceeds the specification is one of many causes that contributed to a poor quality product in HDD cleanroom manufacturing process. The purpose of this research was to utilize CFD simulation to study the airflow in a clean room to find out the cause(s) of high contamination and to propose a remedy. The results of the simulation show that some areas in the production line had vortex flow and collected a large number of particles which were similar to the results of actual measurement in that clean room. A particular area, which was a long rectangular area near the middle of the clean room, stretching from one side of the room to the other, showed high particle concentration compared to other areas. To solve this problem, we closed one of the ULPA filters which was an inlet of that area. Subsequent simulation showed that there was less vortex flow and a significant reduction of particle concentration. Our method proved to be able to improve contamination control in a manufacturing clean room.

Index Terms— CFD simulation, Clean room, Computational fluid dynamics, Contamination, Particle concentration, ULPA Filter

I. INTRODUCTION

Clean room is a controlled environment, typically used for housing a manufacturing line. It needs to be controlled to stringent levels of cleanliness, temperature, and humidity in order to ensure good quality products manufactured in industries such as aerospace, microelectronics, pharmaceuticals, medical devices, healthcare and food. Contamination control is a critical aspect that must be kept reliable in order to ensure that the quality of the products is up to the specifications and for scrap prevention. The building structure, design and layout that houses a clean room as well as the temperature, pressure, humidity and ventilation system in a clean room must be well defined & controlled. Computational fluid dynamics (CFD) has been successfully used to simulate and validate particle concentration in clean rooms. For example, Noh *et al.* [1] have used CFD analysis based on particle concentration measurement and airflow to improve yield in LCD

manufacturing. Thongsri *et al.* [2-3] have used CFD to simulate airflow and particle trace over and around a piece of HDD machinery in an HDD factory in order to determine the best airflow setup later which was later adopted by the factory. CFD was also applied to rooms in a hospital to reduce contamination in operating room and to optimize rooms for efficient ventilation as opening and closing doors can transfer contamination into other rooms in a hospital [4-6]. Lui *et al.* [7]. have used CFD to investigate the effects of medial lamp and thermal plume on the airflow in a medical operating room and were able to apply the results to reduce the number of infection incidents. CFD is a fluid mechanics software that uses numerical analysis and algorithms to solve problems that involve fluid flows and display the solution data in color graphics which makes it easy to analyze the model. The advantages of using CFD mainly are less time consumed and cost saving compared to conventional experiment that may be difficult to perform and the accuracy of the results may be questionable. Our research study was conducted in an HDD Manufacturing clean room at Seagate Technology, Thailand (Korat plant), which manufactured HDD reader head. The big clean room environment needed to be under strict contamination control, and the reason we selected this particular clean room was mainly because it had never been studied in this way since its establishment. The scope of this study covered air flow pattern, contamination concentration, and the way to reduce contamination based on the experimental results.

II. THEORETICAL BACKGROUND

Airflow pattern was determined by solving a set of partial differential equations that consist of mass, momentum and energy conservations, written in (1), (2), and (3), below respectively:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0, \quad (1)$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial P_i}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + \rho g_i, \quad (2)$$

$$\frac{\partial (peT)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (peT u_i) = pq + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(k \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) - \frac{\partial (\rho u_i)}{\partial x_i} + \frac{\partial (\tau_{ij} u_j)}{\partial x_i} + \rho g_i. \quad (3)$$

This study used a standard k-ε model [8]. It is a model based on model transport equations of turbulence kinetic

Manuscript received March 16, 2017; revised April 07, 2017; accepted April 15, 2017.สารทสงานวโสรทสรบการใชงานเพอการศีกษา

Jiranan Naosungnoen is with College of Advanced Manufacturing Innovation, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, Bangkok, 10520, Thailand(email: Jatuporn.th@kmitl.ac.th)

energy (k) and its dissipation rate (ϵ). The model transport equation for k was derived from the exact equation, while the model transport equation for ϵ was derived from physical reasoning and bears little resemblance to its exact mathematical counterpart. The standard k - ϵ model in ANSYS Fluent [9] falls within this class of models and has become the workhorse of practical engineering flow calculations in the time since it as proposed by Launder and Spalding [8].

This airflow study used the standard k - ϵ turbulence model that consisted of the following Navier-Stokes equations:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial x_j} + \frac{\partial(\rho k u_j)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] G_k - \rho \epsilon, \quad (4)$$

$$\frac{\partial(\rho \epsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i \epsilon)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{\epsilon 1} \frac{\epsilon}{k} G_k - C_{\epsilon 2} \rho \frac{\epsilon^2}{k}, \quad (5)$$

where $G_k = -\overline{\rho u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i}$, $\overline{u'_i u'_j}$ = Reynolds stress

linier of Boussinesq [10].

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon}, \quad C_\mu = 0.09, C_{\epsilon 1} = 1.44, C_{\epsilon 2} = 1.92, \sigma_k = 1.0, \sigma_\epsilon = 1.33$$

ANSYS Fluent solved a set of partial differential equations of (1) - (5) to determine the airflow pattern and other parameters.

Inlet and outlet airflow conditions are according to the following mass flow rate equation,

$$\text{Mass Flow rate (kg/s)} = \rho A v. \quad (6)$$

where A is the cross-sectional area that the air flows through and v is the velocity perpendicular to that area.

III. RESEARCH METHOD

A. Model Description

This clean room was class 6 that it had particles of size $0.3 \mu\text{m} < 102,000 \text{ part/m}^3$ and particles of size $0.5 \mu\text{m} < 35,200 \text{ part/m}^3$ [11]. It was used for manufacturing very small reader head of hard disk drive called "slider". When particle counts exceeded the specification, the product quality would be poor. It was crucial to keep contamination level under control and as mentioned earlier, no similar studies had been conducted before. That was the reason that this clean room was selected to be studied. The schematic illustration in Fig.1 shows the environment that was in operation at the time of the study. The dimensions of this clean room were 26.81 m (L) \times 27.1 m (W) \times 3 m (H). Two walls were built across the clean room but there were openings to the spaces next to them. These spaces held machines of different types. A worker could walk through to all of the spaces. There were 3 smaller rooms inside the clean room. They were called 'service room' which held maintenance machines. The air inside the clean room would be vented into these service rooms. On the clean room wall, there were 25 return grilles of outlets and on the ceiling were 55 ULPA

Filter inlets with the size of $0.6 \text{ m} \times 1.21 \text{ m}$.

Outlets and Inlets in the fluid model are shown in Fig.1 We constructed 4 mesh models with different numbers of Tetrahedron elements (6-38 millions) and nodes (1-7 millions). All of these mesh models were put through a mesh analysis, and it was found that the mesh model shown in Fig.2 that was constructed with 10.36 million elements and 1.99 million nodes were the best model in terms of the quality of the results and computation time.

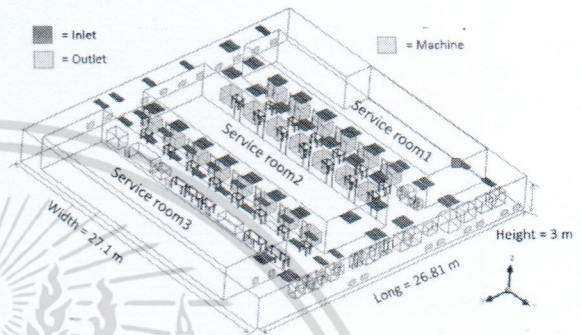


Figure 1. Schematic illustration of the environment in the clean room

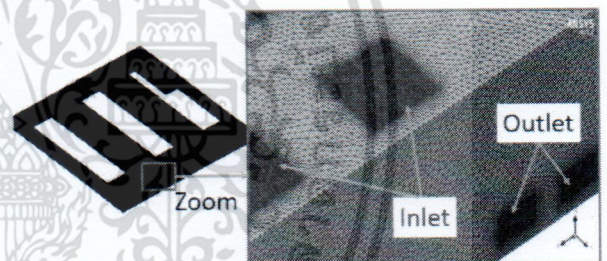


Figure 2. Mesh model.

B. Fluent Settings

There were 55 inlets (ULPA Filters) that were mass flow inlets of which boundary conditions were around 0.1 - 1.4 kg/s and 47 outlets of which boundary conditions were 0.3% - 5.2% . All air velocity measurements were done with an airflow meter under actual operating conditions. The inlet velocities were measured under the ULPA filters at the center of each filter, and the outlet velocities were measured at the center of the return grille and the measuring time at each position was at least 10 s. Approximately 10 measurements were averaged at each point. The flow in the cleanroom was assumed to be consistent. The standard k - ϵ turbulence model was used for the simulation. Fluent settings were as shown in Table I.

IV. RESULTS AND DISCUSSION

C. Validation

We considered the air velocities at points P1~P21 as shown in Fig.3. The positions along the x-axis of P1~P8 was $X=17.45 \text{ m}$, of P9~P15 was $X=8.49 \text{ m}$, and of P16~P21 was $X=7.50 \text{ m}$. The air velocities at these positions are shown in Table II, III, and IV respectively. The height

Z from the ground to the point where the airflow velocity was measured was 0.82 m for each point. We selected those points because those were in the area where the production parts were placed. During the measurements, the operators and the machine were operating normally in the clean room. The air flow meter was activated for 1 minute for each single measurement. We verified the model by comparing the velocities of airflow at these points from CFD simulation to the measured velocities. The comparison result shows that the percentage error (%) of every point was less than 13% as shown in Table II, III, and IV respectively, and so it was concluded that our model (CFD) was able to accurately reproduce the air velocities in the clean room.

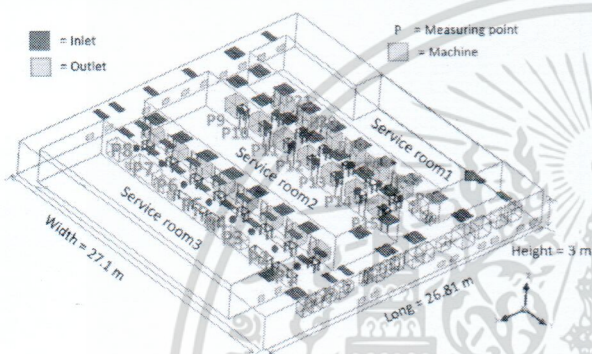


Figure 3. Measuring points P1-P21.

TABLE I. ANSYS FLUENT SETTINGS

Parameters	Settings
Solver	Pressure based
Velocity Formulation	Absolute
Time	Steady
Model	k-epsilon
k-epsilon model	Standard
Pressure-Velocity Coupling	Coupled
Algorithm	Pseudo Transient
Solution Initialization	Hybrid Initialization
Convergence Criterion	1.00E-06

TABLE II. SHOWS THE VELOCITIES OF AIRFLOW AT P1~P7.

X= 17.45 m				
Point	Y(m)	velocity (m/s)		% Error
		Experiment	CFD	
P1	21.30	0.22	0.21	5.89
P2	18.73	0.07	0.06	10.87
P3	16.20	0.13	0.14	7.03
P4	13.60	0.13	0.14	9.88
P5	11.10	0.03	0.03	5.19
P6	8.43	0.25	0.28	12.09
P7	5.77	0.34	0.34	1.78

TABLE III. SHOWS THE VELOCITIES OF AIRFLOW AT P7~P14.

X= 8.49 m				
Point	Y(m)	velocity (m/s)		% Error
		Experiment	CFD	
P9	4.80	0.08	0.07	8.54
P10	7.25	0.09	0.08	6.31
P11	9.90	0.08	0.07	10.99
P12	12.45	0.07	0.06	9.66
P13	15.00	0.06	0.06	6.32
P14	16.90	0.06	0.06	5.55

TABLE IV. SHOWS THE VELOCITIES OF AIRFLOW AT P15~P21

x = 7.50 m				
Point	Y(m)	velocity (m/s)		% Error
		Experiment	CFD	
P16	19.00	0.08	0.08	6.18
P17	16.30	0.07	0.07	1.39
P18	13.75	0.09	0.10	8.45
P19	11.20	0.26	0.24	8.02
P20	8.70	0.10	0.09	11.30
P21	6.20	0.09	0.10	9.37

For validation, we considered the graphic vectors of velocities in range of 0-7 m/s. Fig. 4 shows the airflow velocities at Plane z=0.82m and at Plane y=15.3 m. It can be seen that the area near P9-P15 (service room 1 and 2) didn't have turbulence or vortex flow. However, there was some vortex flow at P3-P4 where there were blue bands of higher velocity vectors (service room 3). This was probably the result of higher air velocities coming out of the ULPA Filter at the ceiling above colliding into a cabinet at that location and causing vortices.

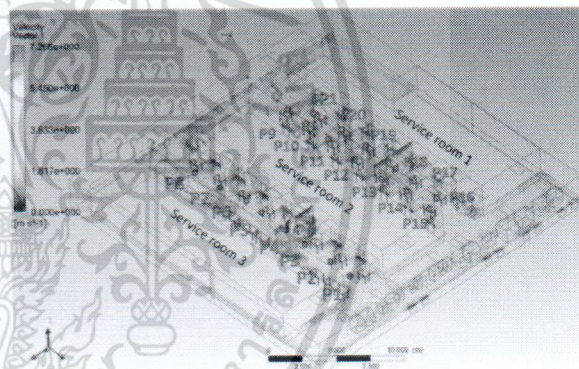


Figure 4. Velocity of Air flow at Plane z= 0.82 m and Plane y = 15.3 m (Actual condition of production line)

D. Measurement of particle concentration

An optical particle counter (Lighthouse, Soliar 3100+) was used to measure particle concentrations for investigation of contaminant spatial distribution, the sources of contamination, and their movement routes in the clean room. All measurements were carried out under normal operating conditions. Twenty-one measurement points were selected as shown in Fig. 3 as same as measurement velocity in the previous section. The particle counter was activated for 1 minute and 3 measurements were averaged at each point. We observed that the concentration at every point was within the specification except the concentrations near P3 and P4 were higher than those at other points which related with the velocity data as shows in the previous section. To solve this problem, we considered to reduce the contamination at P3 and P4 in the next section.

E. Improvement

We observed the existence of vortex flow at P3 and P4 from the simulation. The air velocity coming out of the ULPA Filter at the ceiling above P3 and P4 was very high

and the airflow was not smooth because there was a cabinet obstructing the flow at that location. Considering the particle concentration and the velocity distribution, we were able to understand that the main contamination source near P3 and P4 was a vortex flow.

At first, we tried to reduce the vortex flow by adjusting the airflow rate coming out of the UPLA filter but it could not be done because the flow rate of all ULPA filters were centrally controlled and could not be adjusted individually. Moreover, the cabinet that obstructed the flow could not be moved away to another location. Therefore, we decided to close the ULPA filter (flow rate = 0 kg/s) at the ceiling over these positions, and the vortex flow and particle concentration were reduced. We compared the pre and post-action from CFD simulation in Fig.4 and Fig.5 as well as Fig.6 and Fig.7. They showed that the particle contamination at point P3 and P4 improved significantly after the improvement, as shown in Fig.8.

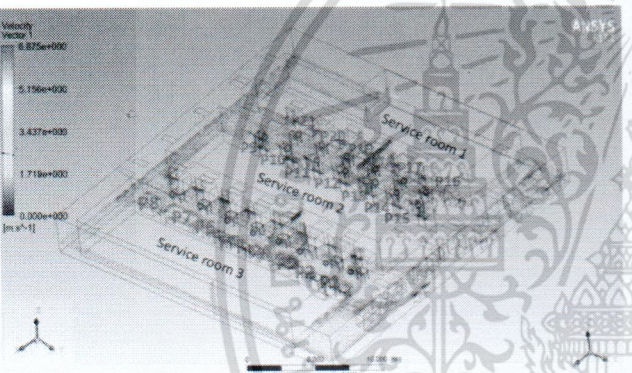


Figure 5. Velocity of Air flow at Plan z= 0.82 m and Plan y= 15.3 m (Post-Action).

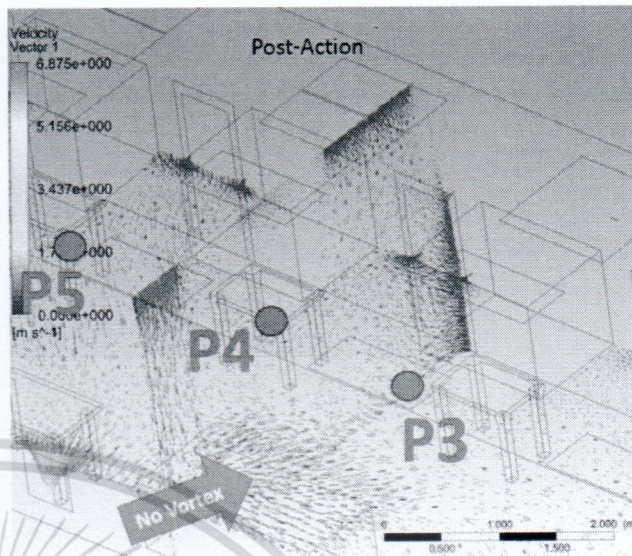


Figure 7. Velocities of air flow by CFD at Plane Z= 0.82 m and Y= 15.3 m (Zoom Post-Action).

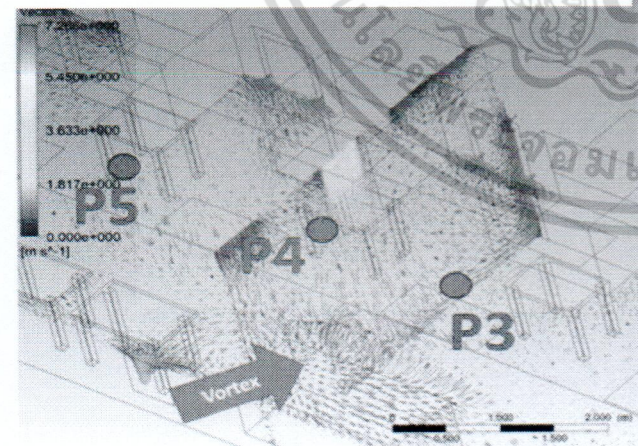


Figure 6. Velocities of air flow by CFD at Plane Z= 0.82 m and Y= 15.3 m (Zoom Pre-Action).

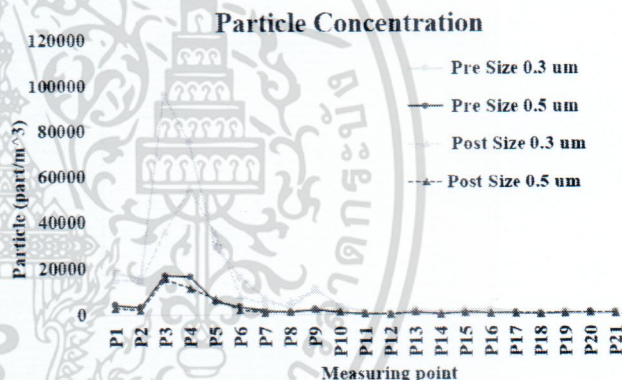


Figure 8. Particle concentrations at P1-P21 Pre and Post improvement.

I. CONCLUSION

This study accurately simulated (CFD) the airflow pattern of a clean room in a hard disk drive production line in order to investigate the particle concentrations and airflow distribution in the room and compare them with the actual measured values. An area of high particle concentration of which vortex flow collected the particles was found near the observed positions P3 and P4. After improvement action was performed by closing an ULPA Filter (flow rate = 0 kg/s) at the ceiling over these positions, the vortex flow and particle concentration were reduced. This study showed that CFD methodology can be utilized to predict the distribution of contaminated particles whenever an environmental change take place.

ACKNOWLEDGMENT

This study was sponsored by the Research and Researchers for Industries program (RRI), Seagate Technology (Thailand) Ltd., College of Advanced Manufacturing Innovation (AMI) and King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang (KMITL).

REFERENCES

- [1] K.CH Noh, H. S. Kim, and M. D. Oh, "Study on contamination control in a minienvironment inside clean room for yield enhancement based on particle concentration measurement and airflow CFD simulation," *Building and Environment*, vol. 45, pp. 825-831, 2010.
- [2] J. Thongsri, and M. Pimsarn, "Optimum airflow to reduce particle contamination inside welding automation machine of Hard Disk Drive production line," *International journal of precision engineering and manufacturing*, vol. 16, no. 3, pp. 509-515, 2015.
- [3] J. Thongsri, and A. Khaokom, "Successful simulation of airflow in the microenvironment of an assembly automation machine and its implication," *Advanced Materials Research*, vol. 931-932, pp. 1063-1067, 2014.
- [4] S. Sadrizadeh, and S. Holmberg, "Surgical clothing systems in laminar airflow operating room: a numerical assessment," *Infection and Public Health*, vol.7, pp. 508-516, 2014.
- [5] C. Me'ndez, J. F. San Jose', J.M. Villafuela, and F. Castro, "Optimization of a hospital room by means of CFD for more efficient ventilation," *Energy and Buildings*, vol. 40, pp. 849-854, 2008.
- [6] Y. C.Shiha, C. C Chiu, and O. Wangb, "Dynamic airflow simulation within an isolation room," *Building and Environment*, vol. 42, pp. 3194-3209, 2007.
- [7] J. Liu, H. Wang, and W. We, "Numerical simulation on a horizontal airflow for airborne particles control in hospital operating room," *Building and Environment*, Vol. 44, pp. 2284-2289, 2009.
- [8] B. E. Launder and D. B. Spalding, *Lectures in Mathematical Models of Turbulence*. Academic Press, England: London, 1972.
- [9] *ANSYS Fluent Theory Guide*. U.S.A. 2013. p. 46.
- [10] J. Boussinesq, *Theory de L'ecoulment Tourbillant Memoires Pressentes Par Divers Savants Sciences Mathematique at Physiques*, 1877, pp. 46-50.
- [11] *Cleanrooms and associated controlled environments Part 1 :Classification of air cleanliness, ISO 14644-1,1999.*



Jiranan Naosungnoen is at present a M.S. course student System and Information Engineering, College of Advanced Manufacturing Innovation (AMI), King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, Bangkok, Thailand. She completed B.S in 2012 from Department of Physics, faculty of science, Khon Kean University of Thailand.

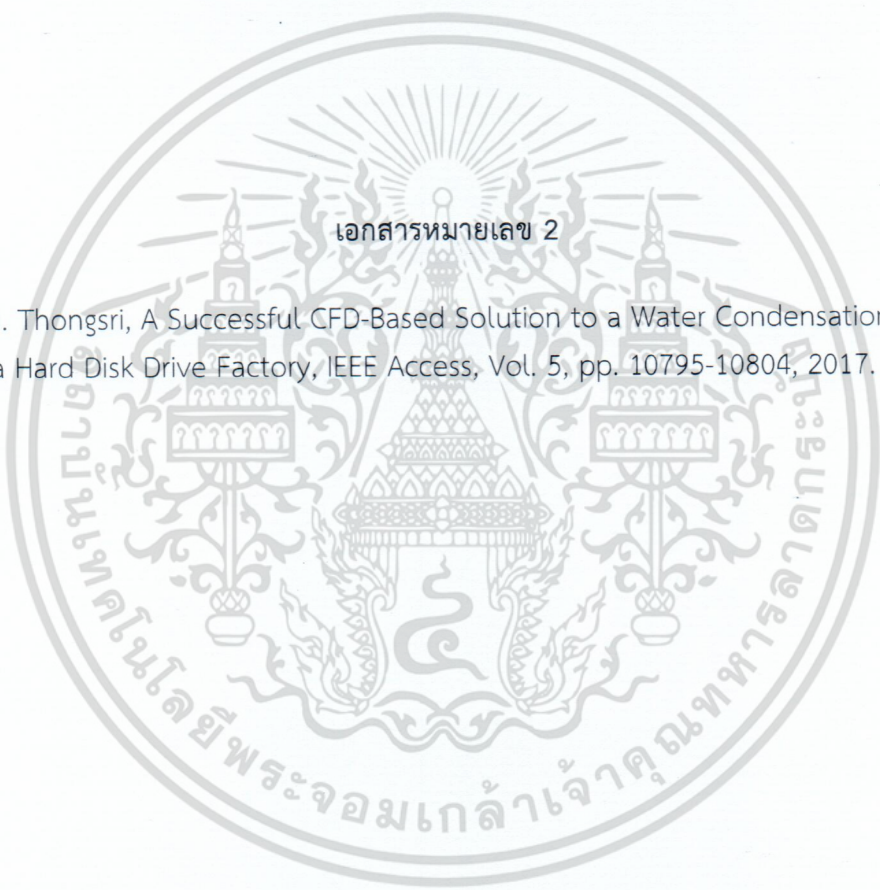


Jatuporn Thongsri was born in Surin, Thailand in 1979. He received the B.Sc. (Physics) from Khon Kaen University, Thailand, in 2002, the M.Sc. and D.Sc. (Physics) from Chulalongkorn University, Thailand, in 2005 and 2011, respectively.

He is an expert in computational fluid dynamics (CFD), finite element method (FEM), computer aided design (CAD) and computer simulation. Most of the researches relate to apply CFD, FEM, CAD and

computer simulation to solve various problems in the actual manufacturing processes.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารหมายเลข 2

- J. Thongsri, A Successful CFD-Based Solution to a Water Condensation Problem in a Hard Disk Drive Factory, IEEE Access, Vol. 5, pp. 10795-10804, 2017.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Received April 25, 2017, accepted May 14, 2017, date of publication May 25, 2017, date of current version June 27, 2017.

Digital Object Identifier 10.1109/ACCESS.2017.2708138

A Successful CFD-Based Solution to a Water Condensation Problem in a Hard Disk Drive Factory

JATUPORN THONGSRI

Computer Simulation in Engineering Research Group, College of Advanced Manufacturing Innovation, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, Bangkok 10520, Thailand

This work was supported by the College of Advanced Manufacturing Innovation, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang.

ABSTRACT This paper was intended as an article of a practical solution. The settings of a ventilation system for a production line in a hard disk drive (HDD) factory were inappropriate leading to a condensation problem in a work area causing the finished products to be defective and unsalable. This paper describes an attempt to solve this problem and the outcome. Computational fluid dynamics (CFD) was used to simulate the airflow from a ventilation system in an HDD factory. The simulation results were validated with actual values measured with instruments readily available at the factory. The simulation results showed that the airflow patterns and temperature distribution of the air above and around some areas in the production line were not proper. The old temperature setting of the system for the air coming out of the inlet caused the temperature of the air above the said areas to be in the range of 13-20.5 °C, which was lower than the dew point temperature thus causing a condensation problem. From the results of the simulation, we recommended the factory to increase the inlet air temperature to be around 16.5-22 °C, so that the temperature of the air above and around the work areas would be higher than the dew point temperature and more uniform. The factory implemented our recommendation and found that it not only solved the problem satisfactorily but also saved the air-conditioning cost.

INDEX TERMS Airflow, computational fluid dynamics, CFD simulation, laminar flow hood, ventilation.

NOMENCLATURE

i, j 1, 2, 3 correspond to the components of $x, y,$
and z , respectively
 E internal energy
 S_m, S_h source terms of momentum and energy,
respectively
 ρ fluid density
 u velocity
 P pressure
 t time
 F external force
 k thermal conductivity
 T temperature
 T_D dew point temperature
 Rh relative humidity
FFU fan filter unit
UPF ulpa filter
RTS return shaft
LFH laminar flow hood
RTC return ceiling

\dot{m} mass flow rate
 σ_{ij} stress tensor

I. INTRODUCTION

Hard disk drive (HDD) is a data storage device for computer. Each year, the largest proportion of HDDs imported to countries around the world is manufactured in Thailand, generating over 16,000 million US dollars of revenue for the country. HDD is composed of more than 2,000 pieces of small electronics parts. Each part needs to be fabricated under controlled humidity in a clean room virtually free of small particles. If any part is contaminated with microparticles or contains too much moisture, the HDD will not function properly and become unsalable.

A clean room in an HDD factory where various pieces of HDD production line machinery were installed had been built more than 20 years ago. Over the years, these machines were replaced with more modern ones for manufacturing more technologically advanced and higher capacity HDDs. The

layout of these new machines in the clean room was different from the original layout, but the layout of the ventilation equipment (i.e., FFU, UPF, RTC, RTS) and the ventilation conditions have been kept strictly to the original because any changes to them might result in a worse-than-standard airflow and particle count which, consequently, might cause a large number of defective products as well as incalculable loss of business opportunity. Therefore, when a ventilation-related problem occurred, a stop-gap measure was devised to handle it. For example, an excessive particle contamination problem in a particular area was handled by using a vacuum cleaner to suck out those particles and an excessive humidity problem in a single area was handled by placing a dehumidifier in that area. This kind of measure was able to overcome the problem at hand but it could not remain a sustainable substitute for a long-term solution. To find the root cause of these problems, the engineers at the factory had once employed the computational fluid dynamics (CFD) to simulate airflow and find an effective way to deal with them, but the attempt was not successful—the simulated and measured airflow results were not in agreement, which might be due to their inexperience with CFD. Therefore, they came to the institute and asked for assistance, specifically requesting the author to validate CFD simulation results with actual measurements that could be done with the measuring instruments already available at the factory (so that the measurement procedures could be easily understood and performed by the technicians at the factory). This paper reported the author's attempt in his response to that request and the ensuing outcome.

CFD has been used to investigate airflow from ventilation systems in buildings and factories for over 50 years [1]. For example, it has been used to improve the airflow in an operating room in order to reduce the risk of surgical complication [2]–[6]. It has been used to assist in the design of the layout of rooms in residential and environmentally friendly buildings [7]–[12], aircraft cabins [13], [14] and airlift reactor [15] in order to improve the air quality in it. Yan *et al.* [16] employed CFD to investigate heating, ventilation, and air-conditioning to achieve high energy saving for customized HVAC systems. Tung *et al.* [17] and Villafruela *et al.* [18] used CFD in the design of a ventilation system for a room to maintain good air quality no matter whether the door is open or closed. Their work was interesting because these conditions were more complicated than the typical conditions imposed in a regular CFD simulation. Mohammadshahi *et al.* [19] and Zhao *et al.* [20] used CFD for improving the ventilation of an environment in a way that took into account the heat transfer in and out of it in order to conserve energy. Hajdukiewicz *et al.* [21] proposed a useful methodology for using CFD to simulate the ventilation of an indoor environment that proved to be beneficial for many later research studies. CFD has been applied to problems in many industries. For example, it was successfully used to find a suitable air speed for a clean room ventilation system in an HDD factory in order to reduce particulate contamination on an HDD assembly machine [22], [23]. It was also used to

check the airflow and temperature in an HDD tester in order to reduce HDD test failure [24]. In addition, it was used in a process of airflow regulation in an industrial building [25]. Regarding moisture level and temperature in a building or an environment, there have been numerous research studies reporting that the air quality, comfort and energy conservation of an environment were highly affected by them. For example, Li *et al.* [26], Kong and Wang [27], Eldeeb *et al.* [28] and Matínez-Ibernón *et al.* [29] successfully improved the ventilation system of a building and controlled the level of moisture and temperature to suitable ones. All of these studies supported the use of CFD for improving and controlling a ventilation system to a suitable moisture level and temperature. This study has tremendously benefited from the information reported from all of the studies mentioned above.

The challenge of this study was that the object of the study was a real production line in a factory; hence, all of the environmental factors could affect the outcome. In order to make computational time manageable, we could not take into account all of them, we could only take into account those that directly and significantly affected the outcome. Moreover, in the production line, some areas were equipped with laminar hoods that produced laminar airflow which had not been taken into account in previous studies, i.e., the airflow pattern was too different from the ones under those studies. On top of that, we needed to use the real ambient conditions of the production line in our simulation in order to find out how water vapor condensed into droplets in some areas but not in others and in order to be able to formulate a solution for improving the ventilation system. However, these constraints and variability are the challenge of the study.

II. THEORETICAL BACKGROUND

A. CONSERVATION EQUATIONS

Airflow pattern and temperature at every point in a space can be determined by solving a set of partial differential equations that consist of conservation equations and turbulence equations. The mass (1), momentum (2), and energy (3) conservation equations are shown below [22], [32],

$$\partial \rho / \partial t + \partial (\rho u_i) / \partial x_j = 0 \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \partial (\rho u_i) / \partial t + \partial (\rho u_i u_j) / \partial x_j \\ = -\partial P / \partial x_i + F_i + \partial [\tau_{ij}] / \partial x_j \\ + \partial (-\rho \overline{u_i u_j}) / \partial x_j + \partial (-\rho \overline{u_i^2}) / \partial x_i + S_m \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \partial (\rho E) / \partial t + \partial [u_i (\rho E + P)] / \partial x_i \\ = \partial \left((k)_{eff} (\partial T / \partial x_j) + u_i (\tau_{ij})_{eff} \right) / \partial x_j + S_h. \end{aligned} \quad (3)$$

B. TURBULENCE EQUATIONS

Several mathematical models incorporate turbulence equations for solving various types of engineering and physics problems—models such as k - ϵ family, k - ω family, transition k - k_l - ω , and transition shear-stress transport (SST). The transition SST model was chosen for this study because of

its perfect match to the nature of our problem and its wide acceptance by many HDD research laboratories and other industrial research laboratories [31]. The transition SST has 4 parameters: turbulence kinetic energy (k), specific dissipation rate (ω), intermittency (γ), and transition momentum thickness Reynolds number (Re_{θ}) that have to be set properly. The full forms of the 4 equations containing these parameters can be found in [32]. The Fluent CFD software solves (1)-(3) together with the 4 equations mentioned above in a process to determine the airflow pattern and temperature.

C. MOMENTUM AND ENERGY SOURCE EQUATIONS

Normally, in a simulation of regular airflow pattern, air is simulated to flow into a fluid domain through inlets and out through outlets. Inside a fluid domain, there can be a source. A source term can be added into the defining equations, for example, the S_m term in (2) or the S_h in (3), those are related to momentum and temperature, respectively. In this study, we represented the laminar flow hoods (LFHs) in the production line as a source instead of an inlet. We defined it as a source because of the following reasons: (1) the hoods sucked in the air above it and blew it out at a higher velocity as opposed to an inlet that the air flowed in freely across a boundary; (2) the air velocities coming into the hood were not uniform and the velocities of the laminar air flowing near the edges or the walls of the hoods were higher than those that flowed far away from them (as measured earlier on in this investigation). The S_m was defined as in (4) to simulate the LFHs as done in [30],

$$S_m = \dot{m}u_i/V, \quad (4)$$

where V is the volume of an element. As the \dot{m} term of the mass flow rate was fixed, the S_m term increased as the velocity of the laminar airflow increased.

As for the energy source term (S_h), the Fluent manual [30], [32] did not show an equation explicitly. It only stated that, "As S_h was set higher than the default zero, the temperature of each element would be higher" ($S_h = 300$ caused the outflow air temperature from the hood to be around 0.5°C higher than that of the inflow one which was in good agreement with the measured values). A user can specify the values of S_m and S_h to fit some particular conditions. These values were very important in this study. Setting them inappropriately could render the invalid simulation results. Choices of these values and calculation steps are explained in the pre-simulation section.

D. MASS FLOW RATE EQUATION

In the production line, there were several inlets and outlets. The values at the boundary of the inlets were set to mimic the real values measured at the factory. The inlet boundary equation was chosen to be the mass flow rate equation below,

$$\dot{m} = \rho Au, \quad (5)$$

where A is the cross-sectional area that the air flowed through.

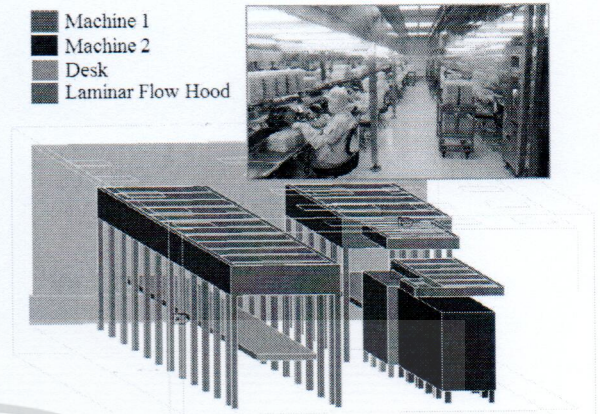


FIGURE 1. Production line.

The outlet boundary values were calculated from the air speeds measured at the RTC, RTS, and pseudowalls at the factory. They were used to calculate "outflow", a Fluent software technical term which denoted the percentage of conserved air mass flowing through an outlet.

III. METHODOLOGY

A. PRODUCTION LINE

Production line mentioned in this paper is in a big class 1,000 clean room in an HDD factory. In the line were various machineries as shown in the photo and shown as a solid model in Fig. 1. Specifically, Machines 1 and 2 functioned as assemblers of small electronics parts into a head stack assembly (HSA) which is an essential part of an HDD. The desk is for a factory technician to place HSAs on and inspect them. An LFH was held in an aluminium frame. On the top was a set of fans producing laminar airflow that sucked in the air above it, passed the air through an air filter and blew high velocity laminar air down to the desk. The area between the LFHs and the desks was called the work area where the airflow needed to be strictly controlled.

B. VENTILATION SYSTEM

Fig. 2 shows a photo of the ventilation system for this production line. It consisted of 5 kinds of ventilation equipment: a) LFH, b) RTS on the wall behind the production line, and c) FFU, UPF and RTC mounted on the ceiling of the clean room. Air from the outside was sucked in and conditioned by the ventilation system then flowed out to the production line through the FFU and UPF. It left the line via RTS and RTC to the outside. Some of the air passed into and out of the LFHs. The air that passed through an LFH was filtered out of small particles. It also blew away any particles from the surrounding; hence the work area on the top of the desk was exceptionally free of particles that could contaminate the HSA under inspection. The air in the room then flowed out to the outside via RTS and RTC. It should be observed that the FFU and UPF functioned as inlets, the RTS and RTC functioned as outlets, and the LFHs functioned as sources in the fluid domain of the simulation.

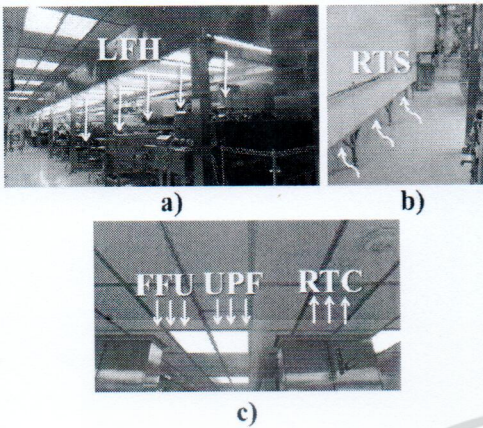


FIGURE 2. Ventilation system showing the actual ventilation equipment: a) laminar flow hood (LFH), b) return shaft (RTS), and c) fan filter unit (FFU), ulpa filter (UPF) and return ceiling (RTC).

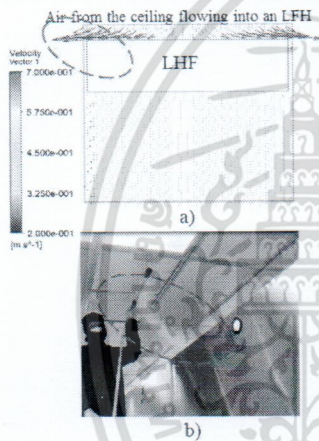


FIGURE 3. Results from previous work of the engineers at the factory: a) simulation and b) smoke visualization test.

C. PREVIOUS WORK

Prior to this study, the engineers at the factory had already attempted to use CFD to simulate the airflow around the production line. They used real ambient conditions in the factory in their simulation. They modeled the LFHs as a rectangular box as shown in Fig. 3. Their simulation gave results that showed that the air from the ceiling would not flow through the LFHs but flow away along their sides while the laminar flow air would flow with uniform high velocities at most locations, as shown in Fig. 3a) However, from an actual smoke visualization test, shown in Fig. 3b) it was found that the air above the LFHs would be sucked into them and flowed out into the work area. They also found that the actual laminar air velocity at each different location was not the same while their simulation showed that they would be the same. Hence their simulation was not able to mimic the actual flow with sufficient accuracy. When the engineers discussed their attempt with the author, we pointed out to them that the LFHs had to be simulated as sources not inlets. They then asked the author to make a model and devise a validation procedure that could confirm that the simulation model could represent the airflow above and around the production

line accurately enough for this purpose. They also required that any measurement procedures should employ only simple measuring instruments that were readily available at the factory so that the technicians there could perform measurements by themselves at that time and later on in the future.

D. PRE-SIMULATION

As mentioned in section of momentum and energy source equations, it was very important to set the values of S_m and S_h appropriately since the LFHs drastically changed the airflow pattern and velocities as well as the temperature of the air. These parameters depended on the size of each LFH and the airflow environment near it. There have been no reports in the literature that dealt with this issue; therefore, we conducted pre-simulation runs and varied these values. We hope that our work may benefit some researchers in their effort on this subject. The way we did the pre-simulation runs was as follows. First, we constructed a fluid model and a mesh model of the airflow environment above and around the LFHs, using the actual dimensions of each LFH. Over the LFH, an inlet was placed. The other four sides of the environment were set as outlets. We obtained the actual airflow parameters by taking a spare LFH and placing it in an environment comparably to the one in the production line. Next, we adjusted the velocity of the laminar air flow blowing out from the LFH which was equivalent to adjusting the S_m value in the simulation and measured the air velocity coming down from the inlet on the ceiling 15 cm above the LFH and found it to be 0.5 m/s. We also measured the air velocities at three other points 15 cm below the LFH for the purpose of validating the simulation. The airflow conditions at the outlet were specified as follows: “pressure gate = 0”, “ $S_h = 300 \text{ w/m}^2$ ”, and various S_m from 0.2-1.2 N/m^3 . Fig. 4 shows the results from a pre-simulation run. Fig. 4a) shows the velocity vectors of the air flowing through a plane at the middle part of the model for $S_m = 0.4 \text{ N/m}^3$ and Fig. 4b) shows a comparison between the air velocities along the z-axis from a pre-simulation run and those from actual measurements. It can be seen in the plot that they are comparable when $S_m = 0.4 \text{ N/m}^3$. We found this kind of approximate values of S_m for each LFH in the production line and divided all of them into 4 groups (LFHs 1-4) according to their corresponding S_m found from the pre-simulation run, as shown in Fig. 5. By this same procedure, we determined the S_h value for each LFH. It was found that for every LFH, the temperature of the air above it and below it differed by only 0.5 °C; therefore, we assumed that an S_h value of 300 W/m^2 was satisfactory. The cause of this increase in temperature could be attributed to heat radiation from operators and machines. When the directions of airflow in Fig. 4a) was compared to those from smoke visualization test that the factory had already performed as shown in Fig. 3b). They were close to each other, i.e., the air flowed down from the ceiling and most of it got sucked into the LFHs then flowed down and away from the LFHs. Therefore, it was concluded that our simulation was validated to be sufficiently accurate.

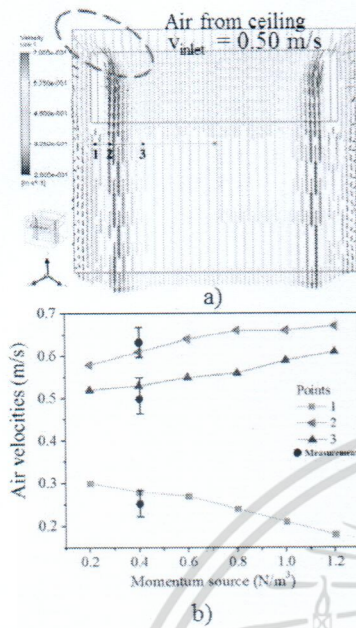


FIGURE 4. Results from pre-simulation a) air velocity vectors and b) comparison between the simulated and measured results at a few points 15 cm below an LFH.

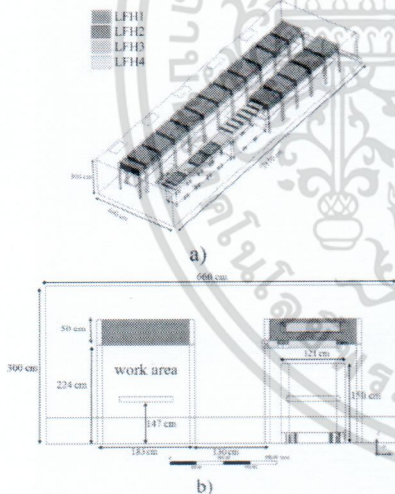


FIGURE 5. Fluid model and schematic diagram showing the layout of LFHs.

E. SIMULATION AND VALIDATION

This section describes the procedures of our simulation up to the step where it yielded satisfactory results. In order to ensure that the simulation results would be valid, we went to the factory and collected the necessary data by ourselves. Then, we constructed a new solid model of the production line shown in Fig. 1. Next, a fluid model shown in Fig. 5 was constructed. The dimensions and locations of the LFHs can be seen in the figure. Then, we simplified the simulation to reduce computational time by putting the LFHs into 4 groups according to their corresponding S_m . These groups are shown the fluid model in Fig. 6 together with the locations of the

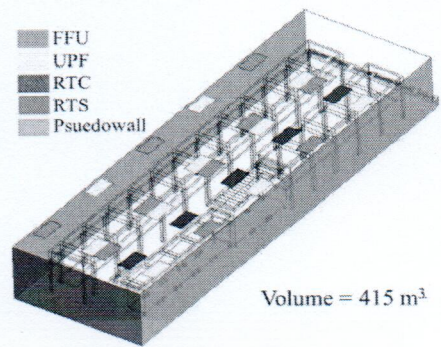


FIGURE 6. Fluid model showing the layout of ventilation equipment.

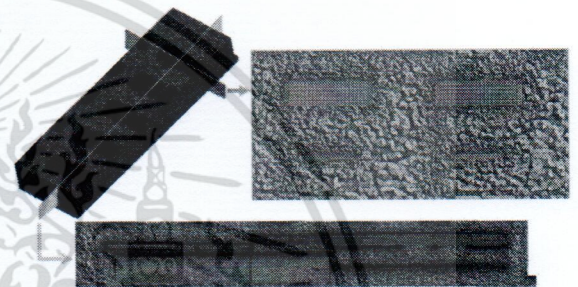


FIGURE 7. Mesh model of the production line.

FFU, UPF, RTC, and RTS. The volume of the air above and around the production line was 415 m^3 . Pseudowalls were defined to be imaginary walls between the air mass of the investigated area at the production line and the air masses of other adjacent areas to the production line. Air could flow through these pseudowalls freely. With these defined pseudowalls, a mesh model shown in Fig. 7 was constructed from the fluid model mentioned earlier. This mesh model was composed of hexahedron and tetrahedron meshes. The smallest mesh represented a space the size of 3 cm while the largest one represented a space the size of 10 cm. The growth rate was set to 1.15. In order to achieve more accurate results, the mesh sizes of the model near the inlets, outlets, and desk as well as around the LFHs and work areas were set to be smaller (higher resolution). Next, mesh analysis was performed and the model with 2.69 million nodes, 8.46 million elements, and 0.88 maximum skewness were chosen to be used further because it gave sufficiently accurate results while did not use excessive computational time.

Boundary conditions needed to be appropriately set in order for the simulation to become valid. The total mass flow rate was obtained from actual measurements at the factory. The “outflow” parameter required by Fluent software was calculated from the actual average air speeds measured at the RTC, RTS, and Pseudowalls. The momentum source (S_m) and energy source (S_h) of the LFHs were obtained as discussed in the pre-simulation section. The S_h was set as 300 w/m^2 while the different S_m for each LFH was set as a representative of each of the 4 LFH groups. Table 1 show all of the boundary conditions used in the simulation. The production line had

TABLE 1. Boundary conditions used in the simulation.

Boundary	Type	Size (m ²)	Number	Temp. (°C)	Total mass flow rate (kg/s)	Outflow	Momentum source (S _m , N/m ³)
FFU	inlet	1.2×0.6	10	20.5	4.69	-	-
UPF	inlet	1.2×0.6	10	13.0	3.92	-	-
RTC	outlet	1.2×0.6	5	-	-	28.69%	-
RTS	outlet	0.9×0.2	6	-	-	66.67%	-
Pseudowall	outlet	139.8	1	-	-	4.64%	-
LFH1	-	1.6×1.4	14	-	-	-	0.4
		0.8×1.4	1				
LFH2	-	1.6×1.4	6	-	-	-	0.5
		1.1×0.9	1				
LFH3	-	1.0×0.4	8	-	-	-	0.8
		1.1×0.9	1				
LFH4	-	0.9×0.2	2	-	-	-	0.9

an air change rate (ACH) of 60.97 h⁻¹. With an ACH of this value and the temperature of the inlet air as shown in the table, the radiation heat from workers and machines was negligible, so it was not taken into account. This simulation considered only the heat transfer that was the result of air flowing in and out of the ventilation system and the LFHs in the production line.

Other settings were as follows: accuracy of solution was set as double precision; pressure-velocity coupling was set to couple; spatial discretization of pressure, momentum, turbulent kinetic energy, and turbulent dissipation rate were set to be second order upwind. The other settings were set to default. With these settings, steady state solutions were computed until the solution converged.

To validate our simulation, we compared the simulated airflow directions data with those collected from the factory while the machines were operating. HDD production was not allowed to stop while the data were collected, hence a smoke visualization test had been out of the question since the steam or dry ice vapors might condense on the HSAs placed on the work area and ruin them. Therefore, we observed the airflow directions by noting the directions of orientation of very light, sewing threads attached to the surface of the machines at key locations. These threads were made of conductive polyester yarn that was only 60% as dense as an ordinary thread. They were normally used for testing electrostatic discharge (ESD). Fig. 8 shows the airflow velocity vectors in a plane at a side of an LFH in the production line. It can be observed that the orientations of the threads were in the same directions. Similarly, at the locations where the simulation showed a vortex, the thread was also blown in random directions like being blown in a real vortex. The sewing threads shown in the figure were drastically magnified for the purpose of clear illustration. The real threads were very small such that they couldn't be seen with naked eyes in the figure.

To validate air velocity and temperature, a hot-wire anemometer with an accuracy of ±0.03 m/s and ±0.1 °C was used to measure these parameters at 3 locations (points) along a 1.25 m long imaginary line 15 cm under the LFHs of A, B, C and D. The air velocities along the z-axis and

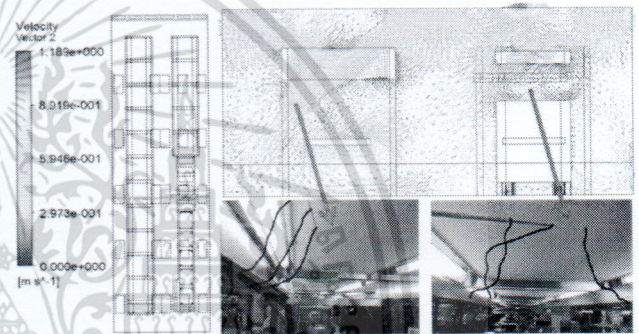


FIGURE 8. Validation of airflow directions using lightweight sewing threads.

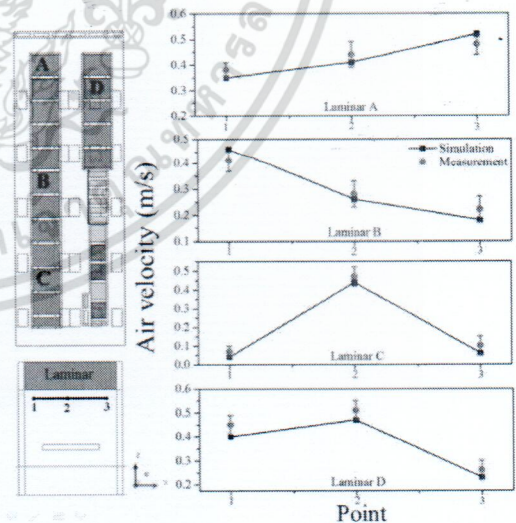


FIGURE 9. Comparison of the simulated and measured air velocities around the LFHs of A, B, C and D.

the temperatures are shown in Figs. 9 and 10, respectively. There were some slight mismatches which might come from 2 causes: first, we used a representative value of S_m for each group of LFHs to facilitate the computation, but the actual S_m value for each of the LFH in the group might be

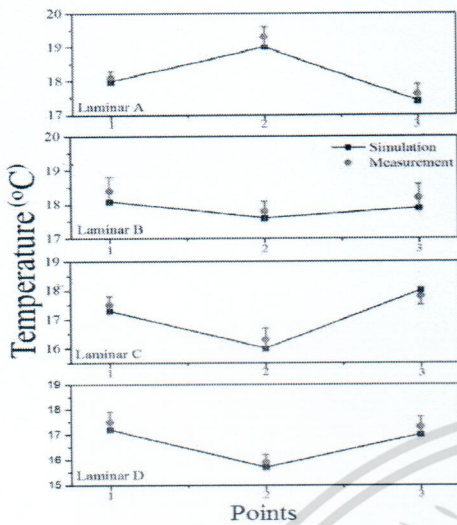


FIGURE 10. Comparison of simulated and measured temperatures around the LFHs of A, B, C and D.

different by a small amount (less than 10%); and second, in the simulation we used an average mass flow rate for all of the FFUs and UPFs which in reality, each of them might have a little different mass flow rate. One thing that should be noted is that Fig. 10 shows that all of the simulated temperatures at each location were lower than their actual counterparts which might be because in the actual environment, there were heat sources such as the operators and the machines that were not taken into account in the simulation. However, all in all, this should not make the simulation invalid because all of the actual temperatures measured at various locations were not more than 0.5 °C higher than the simulated ones. They were well within the error bars. Since the simulated results and the measured results were found to match well, we concluded that our simulation was sufficiently reliable.

IV. RESULTS AND DISCUSSION

A. ASSESSMENT OF THE PERFORMANCE OF THE VENTILATION SYSTEM

We wanted to know whether the ventilation system performed up to the factory’s standard of clean room, i.e., the average temperature should be uniformly 24 °C; the average relative humidity should be 65%; and the air velocity should be more than 0.2 m/s which would be capable of blowing away microparticles from the production line effectively. At the same time, the investigation should reveal why there were tiny droplets of water condensed on some HSAs in the work area.

Therefore, we conducted a simulation run and set the temperature of the air flowing out of the FFU to be 20.5 °C and UPF to be 13 °C which were the real measured values observed at the factory. As can be seen in Fig. 11, the simulated airflow came out from the FFU and UPF into the production line, moved along to the LFHs into the work area, then moved out to the other areas exactly in the same manner as that observed at the actual production line, but only some

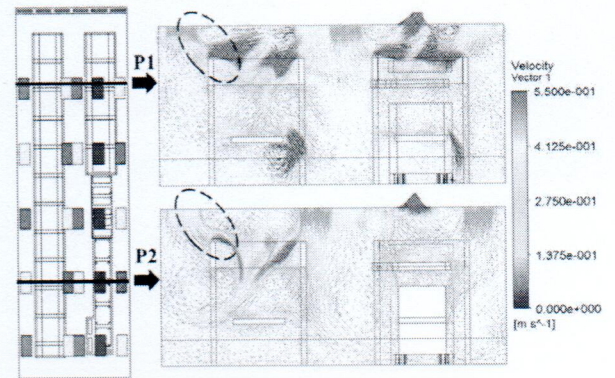


FIGURE 11. Velocity vectors of airflow.

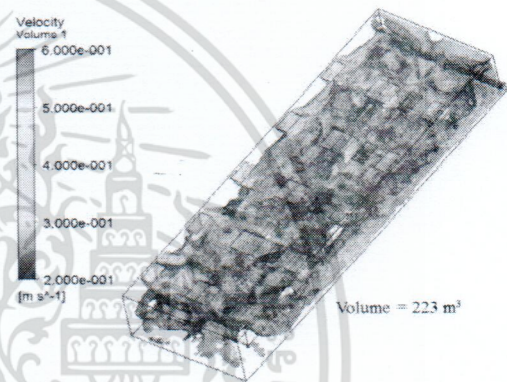


FIGURE 12. Areas where the air velocities were higher than 0.2 m/s.

parts of the air above flowed into the production line this way. Most parts did not flow through the production line but flowed out through the RTC right away and did not have a chance to mix with the air below to create a uniform temperature; that is, the air in the vertical planes above the work area flowed with different patterns. The layout of the ventilation equipment: FFU, RTC, RTS, LFH, and UPF affected these flows directly. Fig. 12 shows the areas with good quality airflow (at or over 0.2 m/s). The volume of the air above these areas was 223 m³ or 53% of the total volume above and around the production line. Increasing the mass flow rate by increasing the speed of the air flowing out from the FFU and UPF would increase this effective volume of air, but since it was found from the simulation results which were confirmed by measurement that the air velocities above and around the work area was over 0.2 m/s already, it was useless to increase these speeds; it would only waste more energy. Considering this and a good match between the simulated airflow pattern above and around the work area and the actual flow pattern (Fig. 3b)), we did not recommend changing the FFU and UPF air speeds.

The cause of water condensation was found from the simulated temperature distribution. Fig. 13 shows that the higher temperature mass of air from the FFU did not mix with the lower temperature one from the UPF. Masses of air should

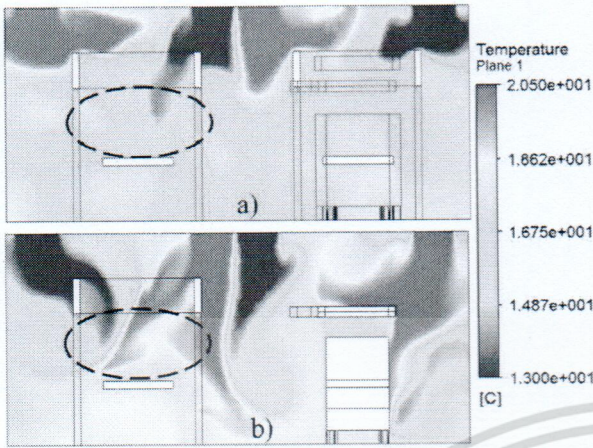


FIGURE 13. Simulated temperature distribution under FFU and UPF settings of $T_{FFU} = 20.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ and $T_{UPF} = 13\text{ }^{\circ}\text{C}$ then used by the factory a) in P1 plane and b) in P2 plane.

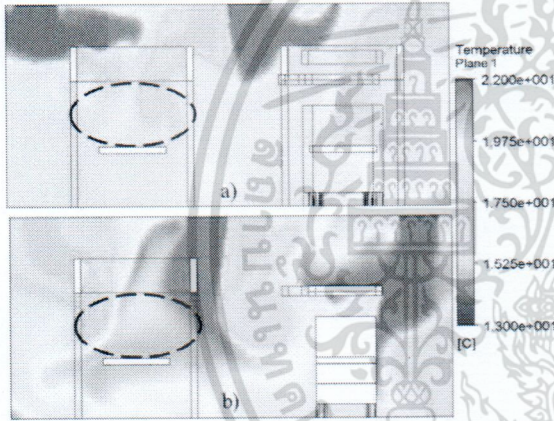


FIGURE 14. Simulated temperature distribution under the recommended settings of $T_{FFU} = 22\text{ }^{\circ}\text{C}$ and $T_{UPF} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ a) in P1 plane and b) in P2 plane.

mix together well in order to get a uniform temperature distribution, especially in the work area (marked). It can be clearly seen that there were air masses above and around the work area that had substantially different temperatures from 13-20.5 °C. According to a work of Lawrence [33], the relationship between relative humidity (R_h) and dew point temperature (T_D) is $T_D = T_{room} - (100 - R_h) / 5$. This equation has been proven to be reliable when R_h is higher than 50%. Hence, if the current conditions measured at the production line, $T_{room} = 24\text{ }^{\circ}\text{C}$ and $R_h = 65\%$ then $T_D = 17\text{ }^{\circ}\text{C}$. We thought that the cause of the water vapor condensation was when the mass of air with a temperature below T_D blew over the work area, water vapor in the air condensed into tiny droplets in it. From both the simulation and the actual measurement, it was found that the temperature T in many locations in this area was lower than 17 °C, hence we concluded that the root cause of this ventilation problem was non-uniform air temperature which should be amended.

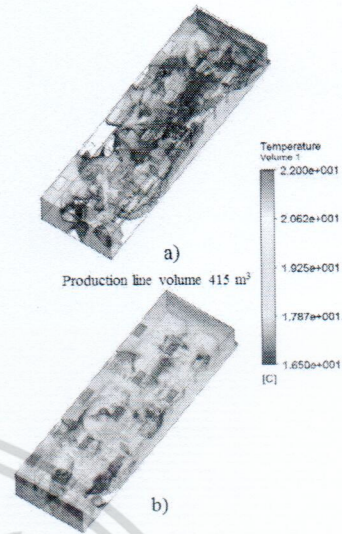


FIGURE 15. Areas where the temperatures were higher than 16.5 °C a) under the used settings of $T_{FFU} = 20.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ and $T_{UPF} = 13\text{ }^{\circ}\text{C}$ and b) under the recommended settings of $T_{FFU} = 22\text{ }^{\circ}\text{C}$ and $T_{UPF} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$.

B. REMEDIAL MEASURE

We thought that increasing the temperature of air flowing out the FFUs and UPF might solve the problem mentioned. Therefore, we conducted another simulation run with settings of $T_{FFU} = 22\text{ }^{\circ}\text{C}$ and $T_{UPF} = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$ (this was according to the possible settings of the ventilation equipment) and found that the airflow pattern was still the same, but the temperature distribution changed by a little. Fig. 14 shows that above and around the work area, the temperatures of the air at each point were between 16.5-22 °C and their distribution was more uniform when compared to that shown in Fig. 13. Adding to these the 0.5 °C increases from the operators and machines, the actual temperatures would be between 17-22.5 °C which were at or over the T_D of this production line. Therefore, this increase in temperature should be able to make the air hold more water vapor and solve the condensation problem. To make sure, we conducted another simulation run confirming that the air mass above and around the production line had a temperature higher than 16.5 °C (dew point at 17°C according to the equation of Lawrence [33]). The run also showed that the volume of air with a temperature higher than 16.5 °C increased to 369 m³ or 89% of the total volume instead of 272 m³ or 66% in the production line at that time. Fig. 15a) shows the temperature distribution around and above the production line at that time and Fig. 15b) shows the improved distribution. Changing T_{FFU} to 22 °C and T_{UPF} to 15 °C would not only make the airflow above and around the production line comply to the standard better than the previous settings of T_{FFU} at 20.5 °C and T_{UPF} at 13 °C did but also save the air-conditioning energy and cost. The factory accepted this recommendation, implemented it, and found that the condensation problem was gone and yield was also increased. We also reported our

methodology to the factory engineers so that they could use it to further improve the airflow above and around the production line.

One of the things that should be further improved is ridance of vortices. Our investigation showed that vortices formed at several locations in the production line as shown in Fig. 11. Vortices should be avoided since they may collect particles generated from machines that may cause a particulate contamination problem. Another thing is that air masses did not mix well. They separated into groups or layers as shown in Fig. 13. Above the production line, some of the air masses flowed out from the FFUs and UPF then flowed away through the outlet immediately. They should be flowing deeper into the production line. CFD can be used to find the appropriate settings for the ventilation system and the layout of the ventilation devices that could solve both of these problems and make the production line more efficient.

V. CONCLUSION

The production line of an HDD factory had a water droplet condensation problem in one of its work area rendering the fabricated parts unusable. We used CFD to simulate the flow and temperature distribution of the air above and around the production line with actual ventilation system settings and ambient conditions. To validate our simulation, we determined the actual airflow directions by observing the orientation of special sewing threads blown by the flow and measured the air velocities and temperatures with an anemometer then compared them with the simulation results. It was found that the simulated parameters and their corresponding actual measurements agreed well. The results showed that the used temperature settings of $T_{FFU} = 20.5^\circ\text{C}$ and $T_{UPF} = 13^\circ\text{C}$ caused vortices and non-uniform temperature distribution of the air above and around many areas, especially the work area. The range of air temperatures in the work area was between $13\text{--}20.5^\circ\text{C}$ which was the cause of condensation. We simulated the airflow again but changing the T_{FFU} to 22°C and T_{UPF} to 15°C and found that the temperatures of the air around the work area were more uniform with a range of $16.5\text{--}22^\circ\text{C}$, so we recommended these ventilation conditions to the factory that implemented it and found that the problem can be solved.

REFERENCES

- [1] P. V. Nielsen, "Fifty years of CFD for room air distribution," *Building Environ.*, vol. 91, pp. 78–90, Sep. 2015.
- [2] J. Liu, H. Wang, and W. Wen, "Numerical simulation on a horizontal airflow for airborne particles control in hospital operating room," *Building Environ.*, vol. 44, no. 11, pp. 2284–2289, Nov. 2009.
- [3] S. Sadrizadeh, A. Tammelin, P. Ekolind, and S. Holmberg, "Influence of staff number and internal constellation on surgical site infection in an operating room," *Particuology*, vol. 13, pp. 42–51, Apr. 2014.
- [4] S. Sadrizadeh and S. Holmberg, "Effect of a portable ultra-clean exponential airflow unit on the particle distribution in an operating room," *Particuology*, vol. 18, pp. 170–178, Feb. 2015.
- [5] C. Liu, G. Zhou, and H. Li, "Analysis of thermal environment in a hospital operating room," *Procedia Eng.*, vol. 121, pp. 735–742, 2015, doi: 10.1016/j.proeng.2015.09.021.
- [6] Z. Zhai and A. L. Osborne, "Simulation-based feasibility study of improved air conditioning systems for hospital operating room," *Frontiers Archit. Res.*, vol. 2, no. 4, pp. 468–475, Dec. 2013.
- [7] L. Yang, M. Ye, and B.-J. He, "CFD simulation research on residential indoor air quality," *Sci. Total Environ.*, vol. 472, pp. 1137–1144, Feb. 2014.
- [8] B. Zhao and J. Wu, "Numerical investigation of particle diffusion in a clean room," *Indoor Built Environ.*, vol. 14, no. 6, pp. 469–479, 2005.
- [9] M. Ning, S. Mengjie, C. Mingyin, P. Dongmei, and D. Shiming, "Computational fluid dynamics (CFD) modelling of air flow field, mean age of air and CO_2 distributions inside a bedroom with different heights of conditioned air supply outlet," *Appl. Energy*, vol. 164, pp. 906–915, Feb. 2016.
- [10] V. Stoyanov, A. Terziev, and M. Uzunova, "Numerical study of distribution of smoke and hazards in underground parking areas considering the operation of ventilation," in *Proc. 3rd EFEA*, Paris, France, Nov. 2014, pp. 1–6, doi: 10.1109/EFEA.2014.7059991.
- [11] H. Lui, S. Mao, M. Li, and J. Yue, "3D simulation for dynamic characteristics of airflow and dust control in a laneway of coal mine," in *Proc. 24th Geoinform.*, Galway, Ireland, Aug. 2016, pp. 1–6, doi: 10.1109/GEOINFORMATICS.2016.7578972.
- [12] D. Xiang, Q. Yang, Q. Huang, C. Liu, and Y. Ding, "Numerical simulation on flow characteristics of $\text{PM}_{2.5}$ in the indoor environment," in *Proc. FPM*, Harbin, China, Aug. 2015, pp. 1263–1267.
- [13] M. X. Li *et al.*, "Assessment of turbulence models and air supply opening models for CFD modelling of airflow and gaseous contaminant distributions in aircraft cabins," *Indoor Built Environ.*, pp. 1–16, 2017.
- [14] A. M. Farag and E. E. Khalil, "Numerical analysis and optimization of different ventilation systems for commercial aircraft cabins," in *Proc. IEEE Aerosp. Conf.*, Big Sky, MT, USA, Mar. 2015, pp. 1–12.
- [15] S. Zhang, Z.-Y. Lv, D. Müller, and G. Wozny, "PBM-CFD investigation of the gas holdup and mass transfer in a lab-scale internal loop airlift reactor," *IEEE Access*, vol. 5, pp. 2711–2719, 2017.
- [16] J. Yan, Q. Zeng, Y. Liang, L. He, and Z. Li, "Smart air-conditioning vent register for personalized HVAC systems," *IEEE Access*, vol. 5, pp. 1649–1657, 2017.
- [17] Y.-C. Tung, Y.-V. Shih, and S.-C. Hu, "Numerical study on the dispersion of airborne contaminants from an isolation room in the case of door opening," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 29, nos. 8–9, pp. 1544–1551, Jun. 2009.
- [18] J. M. Villafraña, J. F. S. José, F. Castro, and A. Zarzuelo, "Airflow patterns through a sliding door during opening and foot traffic in operating rooms," *Building Environ.*, vol. 109, pp. 190–198, Nov. 2016.
- [19] S. Mohammadshahi, M. Nili-Ahmadabadi, and O. Nematollahi, "Improvement of ventilation and heat transfer in Shavadoon via numerical simulation: A traditional HVAC system," *Renew. Energy*, vol. 96, pp. 295–304, Oct. 2016.
- [20] H. Zhao, Z. Liu, and Z. Zuo, "Numerical simulation of indoor thermal environment effected by air supply temperature and grille angle on stratum ventilation in a typical office," *Procedia Eng.*, vol. 121, pp. 779–784, 2015, doi: 10.1016/j.proeng.2015.09.030.
- [21] M. Hajdukiewicz, M. Geron, and M. M. Keane, "Calibrated CFD simulation to evaluate thermal comfort in a highly-glazed naturally ventilated room," *Building Environ.*, vol. 70, pp. 73–89, Dec. 2013.
- [22] J. Thongsri and M. Pimsarn, "Optimum airflow to reduce particle contamination inside welding automation machine of hard disk drive production line," *Int. J. Precis. Eng. Manuf.*, vol. 16, no. 3, pp. 509–515, Mar. 2015.
- [23] J. Thongsri and A. Khaokom, "Successful simulation of airflow in the microenvironment of an assembly automation machine and its implication," *Adv. Mater. Res.*, vols. 931–932, pp. 1063–1067, 2014, doi: 10.4028/www.scientific.net/AMR.931-932.1063.
- [24] P. Naphon, S. Ratchaneekorn, and J. Kurujareon, "Heat transfer and flow characteristics in the hard disk drive tester," *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 36, no. 8, pp. 820–826, Oct. 2009.
- [25] Y. Wang, Y. Cao, B. Liu, J. Liu, Y. Yang, and Q. Yu, "An evaluation index for the control effect of the local ventilation systems on indoor air quality in industrial buildings," *Building Simul.*, vol. 9, no. 6, pp. 669–676, Dec. 2016.
- [26] Y. Li, P. Fazio, and J. Rao, "Numerical investigation of the influence of room factors on HAM transport in a full-scale experimental room," *Building Environ.*, vol. 50, pp. 114–124, Apr. 2012.

- [27] F. Kong and H. Wang, "Heat and mass coupled transfer combined with freezing process in building materials: Modeling and experimental verification," *Energy Buildings*, vol. 43, no. 10, pp. 2850–2859, Oct. 2011.
- [28] R. Eldeeb, M. Fauchoux, and C. J. Simonson, "Applicability of a heat and moisture transfer panel (HAMP) for maintaining space relative humidity in an office building using TRNSYS," *Energy Buildings*, vol. 66, pp. 338–345, Nov. 2013.
- [29] A. Martínez-Iberón, C. Aparicio-Fernández, R. Royo-Pastor, and J.-L. Vivanco, "Temperature and humidity transient simulation and validation in a measured house without a HVAC system," *Energy Buildings*, vol. 131, pp. 54–62, Nov. 2016.
- [30] *Chapter 7 Cell Zone and Boundary Conditions Fluent User Guide 12.0*, ANSYS, Inc., Canonsburg, PA, USA, Apr. 2009.
- [31] F. R. Menter, "Review of the shear-stress transport turbulence model experience from an industrial perspective," *Int. J. Comput. Fluid Dyn.*, vol. 23, no. 4, pp. 305–316, 2009.
- [32] *Chapter 4 Turbulence Fluent Theory Guide 17.1*, ANSYS, Inc., Canonsburg, PA, USA, Apr. 2016.
- [33] M. G. Lawrence, "The relationship between relative humidity and the dewpoint temperature in moist air," *Bull. Amer. Meteorol. Soc.*, vol. 86, no. 2, pp. 225–233, 2005.



JATUPORN THONGSRI was born in Surin, Thailand, in 1979. He received the B.Sc. degree in physics from Khon Kaen University, Thailand, in 2002, and the M.Sc. degree and the D.Sc. degree in physics from Chulalongkorn University, Thailand, in 2005 and 2011, respectively. He received a scholarship from the Development and Promotion of Science and Technology Talent Project (Thailand Government scholarship) throughout his study.

He has expertise in computational fluid dynamics (CFD), finite-element method (FEM), computer aided design (CAD), and computer simulation. He is currently a Lecturer with the Manufacturing System Engineering Program at the College of Advanced Manufacturing Innovation, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, Bangkok, Thailand. He is also a Researcher and a Consultant of several factories, who has a lot of experience in research and development. Most of his research is related to applying CFD, FEM, CAD, and computer simulation to solve various problems and improve the productivity of industrial manufacturing processes.



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

วัดผู้วิจัย

- ชื่อ - นามสกุล (ภาษาไทย)... ผศ.ดร.จตุพร ทองศรี.....
ชื่อ - นามสกุล (ภาษาอังกฤษ)... Asst. Prof. Dr. Jatuporn Thongsri.....
- หน่วยงานและสถานที่อยู่ที่ติดต่อได้สะดวก พร้อมหมายเลขโทรศัพท์ โทรสาร และไปรษณีย์อิเล็กทรอนิกส์ (e-mail)
วิทยาลัยนวัตกรรมการผลิตขั้นสูง สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
เลขที่ 1 ซอยฉลองกรุง 1 เขตลาดกระบัง กรุงเทพฯ 10520 โทร. 02-329-8271, Fax 02-329-8263.
Email: jatuporn.th@kmitl.ac.th
- ประวัติการศึกษา
ระดับปริญญาตรี วิทยาศาสตร์บัณฑิต สาขาฟิสิกส์ มหาวิทยาลัยขอนแก่น
ระดับปริญญาโท วิทยาศาสตรมหาบัณฑิต สาขาฟิสิกส์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
ระดับปริญญาเอก วิทยาศาสตรดุษฎีบัณฑิต สาขาฟิสิกส์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
นักเรียนทุนโครงการส่งเสริมผู้มีความสามารถทางวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยี (พสวท.) พศ. 2539-2553
- ประสบการณ์งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง และ/หรือที่ผ่านมา

Titles	Fund by	Start /Expired Year	Finished Year
1.Using the CFD and Simple Experiment to Find a Solution of Particle Contamination in an HDD Production Line	College of Advanced Manufacturing Innovation	2560/2560	In Progress
2.Simulation of Ultrasonic Cleaning for Head Gimbal Assembly Cleaning Process	College of Advanced Manufacturing Innovation	2560/2560	In Progress
3.Investigation of Heat Transfer in Reflow Tip using Finite Element Method	Seagate Technology (Thailand) Ltd.	2560/2560	In Progress
4. Simulation, Validation and Evaluation of Cleaning Process in Ultrasonic Cleaning Tank	Seagate Technology (Thailand) Ltd.	2559/2560	In Progress
5.Finite Element Analysis of Micro-Gripper for Handling Slider of Hard	Research and Researcher for	2558/2560	In Progress

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่วางไว้สำหรับใช้ในการอ้างอิงเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Disk Drive	Industry		
6. Airflow Simulation in Clean Room for Hard Disk Drive Manufacturing Process	Research and Researcher for Industry	2558/2560	In Progress
7. An Experiment and Simulation Study of Airflow and Temperature Distribution in Seagate Teparuk's Cleanroom	Seagate Technology (Thailand) Ltd.	2558/2558	2560 Complete
8. Thermal Study on a Printed Circuit Board (PCB) Applicable to Hard Disk Drive	Cal-Comp Electro (Thai) Pub. Co. Ltd.	2557/2559	2559 Complete
9. Study of Airflow Characteristics inside a Computer Case and Its Application for Reducing Particle Contamination using CFD	Cal-Comp Electro (Thai) Pub. Co. Ltd.	2557/2559	2559 Complete
10. Numerical investigation of airflow behavior inside a DSTAR clean room	Development and Promotion of Science and Technology Talents Project (DPST)	2557/2559	2559 Complete
11. Study of Vibration Characteristics of a Thai Traditional Brass Gong	College of Data Storage Innovation	2557/2558	2558 Complete
12. VENA Behavior Study Based on Hard Disk Drive Environment Test using FEM	Seagate Technology (Thailand) Ltd.	2557	2557 Complete
13. Airflow Simulation for Reflow, ULRT and ATAAP Machines using FEM	Seagate Technology (Thailand) Ltd.	2557	2557 Complete
14. Effect of Environment on Airflow Simulation in Hard Disk Drive	KMITL	2556	2558 Complete
15. Numerical Simulation of Particle Trajectory inside Automation	College of Data Storage Innovation	2556	2558 Complete

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

16. Parametric Study of Head Stack Assembly (HSA) Vibration Characteristics	KMITL, NSTDA and Seagate Technology (Thailand) Ltd.	2556	2558 Complete
17. Humidity and Temperature Behavior in VENA Chamber using FEM	Seagate Technology (Thailand) Ltd	2556	2556 Complete

- ผลงานตีพิมพ์ในวารสารวิชาการระดับนานาชาติย้อนหลัง 3 ปี

[1] J. Thongsri, V. Pongkom, A simulation of the Number of Particle Trapped by Circulating Filter of a Hard Disk Drive and Their Trajectories, *Appl. Mech. Mater.* Vol. 548-549, pp. 953-957, 2014.

[2] J. Thongsri, W. Suksawaeng, Numerical Investigation of Airflow Behavior inside Environmental Chamber, *Adv. Mater. Res.* Vol. 931-932, pp. 1048-1052, 2014.

[3] J. Thongsri, V. Pongkom, Simulated Trajectories of Particles and the Number of Particles Trapped by the Circulating Filter in a Hard Disk Drive, *Adv. Mater. Res.* Vol. 931-932, pp. 1058-1062, 2014.

[4] J. Thongsri, A. Kaokom, Successful Simulation of Airflow in the Microenvironment of an Assembly Automation Machine and its Implication, *Adv. Mater. Res.* Vol. 931-932, pp. 1063-1067, 2014.

[5] J. Thongsri, Effect of Grain Size on Effective Permittivity of Ferroelectric Films based on Effective Medium Theory, *Appl. Mech. Mater.* Vols. 619, pp. 188-192, 2014.

[6] J. Thongsri, M. Pimsarn, Optimum Airflow to Reduce Particle Contamination Inside Welding Automation Machine of Hard Disk Drive Production Line, *Int. J. Precis. Eng. Man.* Vol. 16, No.3, pp. 509-515, 2015. IF=1.497

[7] J. Thongsri, Comparison of $k-\epsilon$ Turbulence Models for Predicting Airflow in 3.5-inch Dual Platter Hard Disk Drive, *Int. Conf. Engineering Applied Science and Technology*, Bangkok, Thailand, (2013) 1-5

[8] V. Puengkhom, J. Thongsri, M. Pimsarn, On Finite Element Modeling Aspect of HDD's Head Stack Assembly Vibration Analysis, *Proc. The 5th TSME International Conference on Mechanical Engineering*, Chiang Mai, Thailand, AMM055, 2014.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สวทช. อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่าละเมิดใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- [9] J. Thongsri, Numerical Investigation of Airflow inside an Environmental Chamber for HGA Mechanical Test and a Scheme for Improving the Flow, *Int. J. Adv. Appl. Sci.*, Vol.2, No. 12, Pp 51-56, 2015.
- [10] J. Thongsri, M. Pimsarn, W. Tangsopha, Using CFD to Find the Best Placement of HDD Production Machinery for Major Renovation of Factory Clean Room, *KKU Eng. J.*, Vol. 43(2), pp. 250-253, 2016.
- [11] W. Tangsopha, J. Thongsri, W. Bussayaporn, Ultrasonic Cleaning and Ways to Improve the Efficiency, *Proc. 5th International Electrical Conference (IEECON)*, 8-10 May, Pattaya, Thailand, pp. 121-124, 2017.
- [12] J. Thongsri, A Successful CFD-Based Solution to a Water Condensation Problem in a Hard Disk Drive Factory, *IEEE Access*, Vol. 5, No. 1, pp. 10795-10804, 2017. IF=3.224.
- [13] Effect of clamp structure on the compressive force behavior based on finite element method, *proc. 32nd International Technical Conference on Circuit/System, Computer and Communications (ITC, CSCC)*, 2-5 July, Busan, Republic of Korea, pp. 361-364, 2017.

ระดับชาติ

- [1] J. Thongsri, Airflow Simulation inside Automation Machine using Computational Fluid Dynamics and Its Application for Reducing Particle Contamination, *Ladkrabang Engineering Journal*, Vol.31 No. 1, Pp. 1-6, 2014.
- [2] J. Thongsri, A. Khaokhom, W. Susuganjana, Numerical Investigation of Using Airflow Inside Automation Machine to Reduce Particle Contamination for HDD Manufacturing Process, *Ladkrabang Engineering Journal*, Vol.3, No.3, Pp. 13-18, 2014.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

