

การออกแบบกังหันลมผลิตไฟฟ้าขนาด 20 กิโลวัตต์

DESIGNING OF 20 kW WIND TURBINES

สว่าง ชาติทอง

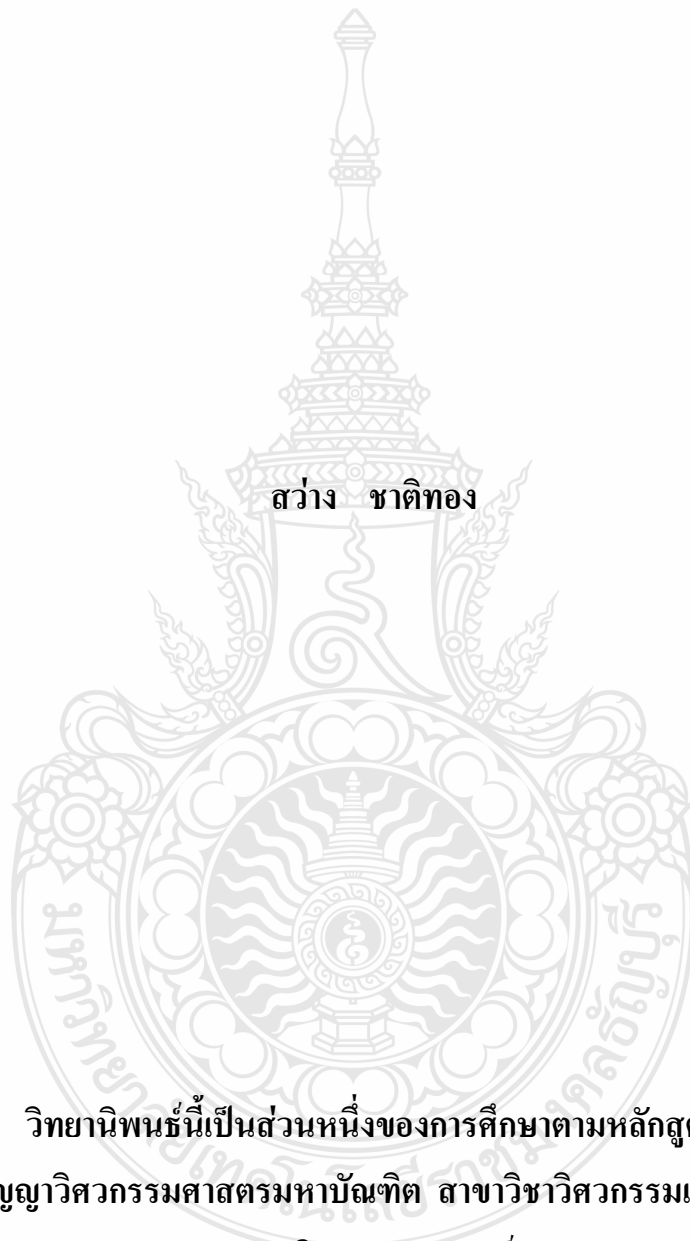
วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตร
ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี

ปีการศึกษา 2554

ลิขสิทธิ์ของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี

การออกแบบกังหันลมผลิตไฟฟ้าขนาด 20 กิโลวัตต์



วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตร
ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี

ปีการศึกษา 2554

ลิขสิทธิ์ของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี

หัวข้อวิทยานิพนธ์	การออกแบบกังหันลมผลิตไฟฟ้าขนาด 20 กิโลวัตต์
	Designing of 20 kW Wind Turbines
ชื่อ - นามสกุล	นายสว่าง ชาติทอง
สาขาวิชา	วิศวกรรมเครื่องกล
อาจารย์ที่ปรึกษา	ดร.วิรัช โธมรินทร์
ปีการศึกษา	2554

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์

..... ประธานกรรมการ
(ดร.สถาพร ทองวิค)

..... กรรมการ
(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.จิระพล กลิ่นบุญ)

..... กรรมการ
(ดร.เทอดเกียรติ ลิ้มปีทีปการ)

..... กรรมการ
(ดร.วิรัช โธมรินทร์)

คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี อนุมัติวิทยานิพนธ์ฉบับนี้
เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิทยาศาสตรบัณฑิต

.....คณบดีคณะวิศวกรรมศาสตร์
(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.สมหมาย ศิวสอาด)
วันที่ 20 เดือน พฤษภาคม พ.ศ. 2555

หัวข้อวิทยานิพนธ์	การออกแบบกังหันลมผลิตไฟฟ้าขนาด 20 กิโลวัตต์
ชื่อ - นามสกุล	นายสว่าง ชาติทอง
สาขาวิชา	วิศวกรรมเครื่องกล
อาจารย์ที่ปรึกษา	ดร. วิรัชย์ โรยนรินทร์
ปีการศึกษา	2554

บทคัดย่อ

วิทยานิพนธ์นี้มีวัตถุประสงค์เพื่อทำการวิเคราะห์การออกแบบใบกังหันลมและระบบส่งกำลังสำหรับกังหันลมผลิตไฟฟ้าขนาด 20 กิโลวัตต์ โดยใช้ทฤษฎีโมเมนตัมกับการคำนวณพลศาสตร์ของไหล นำผลเฉลยจากการวิเคราะห์ทางพลศาสตร์การไหล ด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์ CF-DesignV9.0 มาใช้ในการออกแบบระบบส่งกำลังให้เหมาะสมกับกังหันลมผลิตไฟฟ้าความเร็วลมต่ำ

การออกแบบกังหันลมผลิตไฟฟ้า เพื่อให้ผลิตไฟฟ้าที่ความเร็วลมเริ่มทำงานที่ 2.5 เมตรต่อวินาที และได้กำลังผลิตไฟฟ้าสูงสุด 20 กิโลวัตต์ ความเร็วลม 9.5 เมตรต่อวินาที โดยใช้รูปร่างใบกังหันลม คือ หยกน้ำ รุ่น S-1223 มาใช้ในการสร้างต้นแบบใบกังหันลม ผลการศึกษาพบว่า ที่ความเร็วลม 2.5 เมตรต่อวินาที ใบกังหันมีมุมบิดโคนใบ 8 องศา และมีมุมบิดปลายใบ 2 องศา ได้แรงบิด 109 นิวตันเมตร ซึ่งสูงกว่าใบกังหันลมมีมุมบิดโคนใบ 8 องศา ตลอดความยาวใบอยู่ 18 เปอร์เซ็นต์ ดังนั้นนำผลที่ได้มาใช้ออกแบบระบบส่งกำลัง พบว่าแบบเครื่องกำเนิดไฟฟ้า 10 กิโลวัตต์ 2 ตัว เริ่มต้นหมุนได้ที่ความเร็วลม 2.5 เมตรต่อวินาที ส่วนแบบเครื่องกำเนิดไฟฟ้า 20 กิโลวัตต์ 1 ตัว ต้องใช้ความเร็วลมเริ่มต้นที่ 4 เมตรต่อวินาที คิดเป็นประสิทธิภาพในการเริ่มทำงานต่างกัน 38 เปอร์เซ็นต์

จากผลสรุปของงานวิจัยจึงเลือกใช้ใบกังหันลมแบบมุมบิดโคนใบ 8 องศาและมุมบิดปลายใบ 2 องศา กับระบบส่งกำลังแบบเครื่องกำเนิดไฟฟ้า 10 กิโลวัตต์ 2 ตัว ในการออกแบบกังหันลมผลิตไฟฟ้าความเร็วลมต่ำ สำหรับพื้นที่ที่มีความเร็วลมเฉลี่ยช่วง 4-5 เมตรต่อวินาที

คำสำคัญ: พลังงานลม กังหันลมผลิตไฟฟ้า ระบบทางกลของกังหันลม

Thesis Title	Designing of 20 kW Wind Turbines
Name - Surname	Mr. Sawang Chatthong
Program	Mechanical Engineering
Thesis Advisor	Dr. Wirachai Roynarin
Academic Year	2011

ABSTRACT

The objective of this thesis is to analyze the blade profile and the transmission system of a 20 kW Horizontal Axis Wind Turbines (HAWTs). The momentum theory and Computational Fluid Dynamics (CFD) technique were used to validate the design. The commercial software named CF-DesignV9.0 was used for investigating the blade characteristics. The results from CFD software were applied to the design stage of the transmission system for the low-wind-speed wind turbines.

The blade profile in this study was an S-1223 airfoil. This airfoil was applied to the investigating process of the wind turbine with cut-in of 2.5 m/s and rated power of 20 kW at 9.5 m/s wind speed respectively. The CFD results shown that by using S-1223 airfoil for the prototype with the 8-degree angle of blade root and 2-degree angle blade tip at wind speed of 2.5 m/s rotor generated 109 N-m torques. This configuration showed 18-percent higher torque compared to the fixed 8-degree angle thorough the blade length on the same basis. Additionally, the study showed that by using the dual generators required lower starting torque than a single unit. The dual generators required starting torque at incoming wind of 2.5 m/s while the single generators needs 4 m/s. These two configurations showed the different of 38-percent performances for these wind turbines.

From the conclusion of this thesis, the S-1223 airfoil with 8-degree angle to 2 degree angle blade profile was applied to the dual-generator system. The study showed that the investigated factors were appropriated for applying to low-wind-speed wind which turbines suitable for average wind speed of 4-5 m/s.

Keywords: wind energy, wind turbine generator, mechanical design systems.

กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จได้ ด้วยความเมตตากรุณาอย่างสูง จาก ดร.วิรัช โยชนรินทร์ อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ ดร. สถาพร ทองวิก ดร. เทอดเกียรติ ลิ้มปีทีปการ กรรมการสอบ และผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. จิระพล กลิ่นบุญ ผู้ทรงคุณวุฒิ ที่กรุณาให้คำแนะนำ และให้คำปรึกษา ตลอดจนให้ความช่วยเหลือแก้ไขข้อบกพร่องต่างๆ เพื่อให้วิทยานิพนธ์ฉบับนี้มีความสมบูรณ์ซึ่งผู้วิจัย ขอกราบขอบพระคุณเป็นอย่างสูงไว้ ณ โอกาสนี้

ขอขอบคุณบุคลากรของ ศูนย์วิจัยประยุกต์พลังงาน ลม น้ำและแสงอาทิตย์ ภาควิชา วิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี และขอขอบคุณ บุคลากร บัณฑิตวิทยาลัยทุกคนที่เป็นกำลังใจ และให้ความช่วยเหลือตลอดช่วงเวลาของการศึกษาและ ทำการวิจัย

ขอขอบพระคุณคณาจารย์ทุกท่านที่ได้ประสิทธิ์ประสาทวิชา บ่มเพาะจนผู้วิจัยสามารถนำเอา หลักการมาประยุกต์ใช้และอ้างอิงในงานวิจัยครั้งนี้ คุณค่าอันพึงมีจากวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ ขอมอบเพื่อ บูชาพระคุณบิดา มารดา ครู อาจารย์ และผู้มีพระคุณทุกท่าน

สว่าง ชาติทอง



สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย.....	ก
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	ง
กิตติกรรมประกาศ.....	จ
สารบัญ.....	ฉ
สารบัญตาราง.....	ช
สารบัญภาพ.....	ฌ
คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ.....	ฎ
บทที่	
1 บทนำ.....	1
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา.....	1
1.2 วัตถุประสงค์ของการวิจัย.....	2
1.3 ความจำเป็นในการศึกษาวิจัยและพัฒนา.....	2
1.4 ขอบเขตของการศึกษาวิจัย.....	2
1.5 ขั้นตอนการศึกษาวิจัย.....	3
1.6 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ.....	13
2 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง.....	14
2.1 สมการพื้นฐานสำหรับการไหล.....	14
2.2 พลังงานลม.....	18
2.3 สัมประสิทธิ์กำลังของกังหันลม.....	22
2.4 อัตราส่วนความเร็วสูงสุด.....	23
2.5 การเกิดแรงของแพนอากาศ.....	25
2.6 การออกแบบกังหันลมโดยใช้ทฤษฎีโมเมนตัม.....	26
2.7 การออกแบบเพลาส่งกำลัง.....	32
2.8 ระบบส่งกำลัง.....	34
2.9 เครื่องกำเนิดไฟฟ้า.....	37

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
3 วิธีดำเนินการวิจัย.....	40
3.1 ขั้นตอนการดำเนินการวิจัย.....	40
3.2 อุปกรณ์ในการทดสอบใบกึ่งหั่นลม.....	65
3.3 เครื่องมือวัด.....	70
3.4 การจัดวางเครื่องมือและอุปกรณ์.....	73
3.5 ขั้นตอนวิธีการทดลองและเก็บข้อมูล.....	73
3.6 พื้นที่ดำเนินการศึกษาวิจัย.....	79
4 ผลการวิจัย.....	80
4.1 ผลจากการทดลอง.....	80
4.2 ผลการออกแบบระบบส่งกำลัง.....	91
4.3 การเปรียบเทียบผลการจำลองการไหลกับการทดสอบ.....	92
5 สรุปผลการวิจัย การอภิปรายผล และข้อเสนอแนะ.....	94
5.1 สรุปผลการวิจัย.....	94
5.2 ข้อเสนอแนะ.....	95
รายการอ้างอิง.....	96
ภาคผนวก.....	98
ก ผลจำลองการไหล.....	99
ข ผลการทดสอบ.....	104
ค รายการแบบประกอบ.....	108
ง ผลงานตีพิมพ์เผยแพร่.....	127
ประวัติผู้เขียน.....	143

สารบัญตาราง

ตารางที่		หน้า
3.1	ผลการเปรียบเทียบมุมปะทะของรูปร่างหยดน้ำ รุ่น S-1223.....	42
3.2	บันทึกผลการคำนวณออกแบบระบบส่งกำลังทางกล.....	64



สารบัญภาพ

ภาพที่		หน้า
1.1	แผนที่ศึกษาภาพพลังงานลมเฉลี่ยรายปี.....	4
1.2	ต้นแบบกังหันลมผลิตไฟฟ้าขนาด 5 กิโลวัตต์.....	5
1.3	ต้นแบบกังหันลมผลิตไฟฟ้าขนาด 50 กิโลวัตต์.....	6
1.4	มุมการบิดใบ r/R ของกังหันใหม่เปรียบเทียบกับของเดิม.....	7
1.5	ใบกังหันขนาดรัศมี 5 เมตร แบบสามใบสำหรับความเร็วลม 4 เมตรต่อวินาที.....	9
1.6	กังหันลมผลิตไฟฟ้าขนาดกำลังผลิต 1,250 กิโลวัตต์.....	10
1.7	แผนภูมิแสดงขั้นตอนในการดำเนินศึกษาวิจัย.....	12
2.1	พื้นที่ปริมาตรควบคุม.....	15
2.2	การไหลต่อเนื่องในปริมาตรควบคุมของระบบพิกัดฉาก.....	15
2.3	แรงที่กระทำบนพื้นผิวในปริมาตรควบคุมของระบบพิกัดฉาก.....	16
2.4	งานจากแรงบนพื้นผิวของไหลในปริมาตรควบคุมของระบบพิกัดฉาก.....	18
2.5	ความเร็วของลมในชั้นบรรยากาศ.....	20
2.6	ลักษณะการเคลื่อนที่ของมวลอากาศ.....	20
2.7	สัมประสิทธิ์กำลังของกังหันลมชนิดต่างๆ.....	23
2.8	อัตราส่วนความเร็วสูงสุด.....	24
2.9	การเกิดแรงยกและแรงผลักบนแผนอากาศ.....	25
2.10	หลักการของทฤษฎีโมเมนตัม.....	27
2.11	ตัวอย่างค่าสมรรถนะของกังหันลมแนวนอน.....	31
2.12	การเกิดความเครียดเนื่องที่ผิวของเพลาดัน.....	32
2.13	การส่งกำลังจากเพลาชับผ่านเกียร์ทด.....	34
2.14	การส่งกำลังด้วยอัตราทดชั้นเดียว.....	35
2.15	การส่งโมเมนต์บิดหรือแรงบิดของเฟืองทด.....	36
2.16	เครื่องกำเนิดไฟฟ้าแบบแม่เหล็กถาวรที่รอบการทำงานต่ำ.....	38
3.1	ต้นแบบของรูปร่างหยดน้ำ รุ่น S-1223.....	41
3.2	ผลการทดสอบมุมปะทะของรูปร่างหยดน้ำ รุ่น S-1223 ด้วยโปรแกรม CFD.....	41
3.3	ขั้นตอนการออกแบบขนาดของใบกังหัน.....	43

สารบัญภาพ (ต่อ)

ภาพที่	หน้า	
3.4	ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของใบกังหันลมเท่ากับ 12.30 เมตร.....	45
3.5	ผลการทดสอบอัตราส่วนคอรัลด์ใบกับรัศมีใบกังหันลม.....	47
3.6	ขนาดสัดส่วนต้นแบบใบกังหันลมกังหันลมผลิตไฟฟ้าขนาด 20 กิโลวัตต์.....	47
3.7	ตำแหน่งมุมบิดใบกังหันจากโคนใบถึงปลายใบ แบบที่ 1 (8/2).....	48
3.8	ภาพตัดขวางตำแหน่งมุมบิด โคนใบ Plane3 ทำมุม 8 องศา แบบที่ 1 (8/2).....	48
3.9	ภาพตัดขวางตำแหน่งมุมบิดปลายใบ Plane16 ทำมุม 2 องศา แบบที่ 1 (8/2).....	48
3.10	ตำแหน่งมุมบิดใบกังหันจากโคนใบถึงปลายใบ แบบที่ 2 (8/8).....	49
3.11	ภาพตัดขวางตำแหน่งมุมบิด โคนใบ Plane3 ทำมุม 8 องศา แบบที่ 2 (8/8).....	49
3.12	ภาพตัดขวางตำแหน่งมุมบิดปลายใบ Plane16 ทำมุม 8 องศา แบบที่ 2 (8/8).....	49
3.13	สร้างแบบจำลองการไหลด้วยโปรแกรมSolid work.....	50
3.14	การกำหนดเงื่อนไขขอบเขตต่างๆ ของปัญหา.....	50
3.15	กำหนดขนาดของเมชอุโมงค์ลม.....	51
3.16	กำหนดขนาดของเมชขอบเขตการหมุน.....	51
3.17	กำหนดขนาดของเมชใบกังหันลม.....	52
3.18	การกระจายของความเร็วบนใบกังหันลม.....	52
3.19	ลำดับขั้นตอนระบบส่งกำลังทางกลแบบ Dual System.....	56
3.20	รายละเอียดของเครื่องกำเนิดไฟฟ้า ขนาด 10 กิโลวัตต์.....	57
3.21	ภาพชิ้นส่วนประกอบของระบบส่งกำลังทางกลแบบ Dual System.....	59
3.22	ลำดับขั้นตอนระบบส่งกำลังทางกลแบบ Single System.....	60
3.23	รายละเอียดของเครื่องกำเนิดไฟฟ้า ขนาด 20 กิโลวัตต์.....	61
3.24	ภาพชิ้นส่วนประกอบของระบบส่งกำลังทางกลแบบ Single System.....	63
3.25	ผลเปรียบเทียบแรงบิดกับความเร็วลมของระบบส่งกำลัง.....	65
3.26	ชุดแหล่งกำเนิดลม.....	66
3.27	ชุดทดสอบกังหันลม.....	66
3.28	ชุดเสากังหันลม.....	67
3.29	ชุดควบคุมความเร็วมอเตอร์.....	68

สารบัญภาพ (ต่อ)

ภาพที่	หน้า	
3.30	ใบกึ่งหันลมต้นแบบย่อส่วน 1 ต่อ15 แบบ 8/2.....	68
3.31	ใบกึ่งหันลมต้นแบบย่อส่วน 1 ต่อ15 แบบ 8/8.....	69
3.32	ตุ้มน้ำหนักเพิ่มภาระโหลดเพลลา.....	69
3.33	ชุดเครื่องคอมพิวเตอร์ประมวลผล.....	70
3.34	ชุดเครื่องมือวัดความเร็วลม.....	71
3.35	เครื่องมือวัดแรงบิด.....	71
3.36	การประกอบชุดเครื่องมือวัดแรงบิด.....	72
3.37	เครื่องชั่งน้ำหนักดิจิทัลแบบแขวน.....	72
3.38	แผนผังรูปการวางอุปกรณ์ชุดทดลอง.....	73
3.39	แสดงขั้นตอนวิธีการจำลองการไหลด้วยโปรแกรม CF-Design V 9.0.....	74
3.40	ผลการจำลองการไหลด้วยโปรแกรม CF-Design V 9.0.....	75
3.41	ข้อมูลจากการจำลองการไหลแบบหมุนอิสระ.....	75
3.42	ข้อมูลจากการจำลองการไหลแบบหมุนรู้ค่าความเร็วรอบ.....	76
3.43	ลำดับขั้นตอนวิธีการทดลองด้วยชุดทดสอบกึ่งหันลม.....	77
3.44	การประมวลผลการทดสอบด้วยโปรแกรม TORQ-VIEW	77
3.45	ลำดับขั้นตอนวิธีการออกแบบระบบส่งกำลัง.....	79
4.1	ความเร็วลมกับความเร็วรอบจากการจำลองการไหล.....	80
4.2	ความเร็วลมกับแรงบิดจากการจำลองการไหล.....	81
4.3	ความเร็วลมกับกำลังงานจากการจำลองการไหล.....	82
4.4	ความเร็วลมกับอัตราส่วนความเร็วสูงสุดจากการจำลองการไหล.....	83
4.5	อัตราส่วนความเร็วสูงสุดกับค่าสัมประสิทธิ์กำลังจากการจำลองการไหล.....	84
4.6	ความเร็วลมกับความเร็วรอบจากการทดสอบ.....	86
4.7	ความเร็วลมกับแรงบิดจากการทดสอบ.....	87
4.8	ความเร็วลมกับกำลังงานจากการทดสอบ.....	88
4.9	ความเร็วลมกับอัตราส่วนความเร็วสูงสุดจากการทดสอบ.....	89
4.10	อัตราส่วนความเร็วสูงสุดกับค่าสัมประสิทธิ์กำลังจากการทดสอบ.....	90
4.11	ค่าสัมประสิทธิ์กำลังระหว่างกรจำลองการไหลกับการทดสอบ.....	92

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ

สัญลักษณ์	คำอธิบาย	หน่วย
A	พื้นที่กวาดใบ	ตารางเมตร
A_0	พื้นที่หน้าตัดทางเข้าของอุโมงค์ลม	ตารางเมตร
A_1	พื้นที่หน้าตัดทางออกของอุโมงค์ลม	ตารางเมตร
a	ปัจจัยที่รบกวนตามแนวแกน (Axial Interference Factor)	-
a'	ปัจจัยที่รบกวนตามแนวขวาง (Cross Flow Factor)	-
C_D	สัมประสิทธิ์แรงผลึก (Drag Coefficient)	-
C_L	สัมประสิทธิ์แรงยก (Lift Coefficient)	-
C_P	สัมประสิทธิ์กำลัง	-
$C_{P_{Max}}$	ค่าประสิทธิภาพสูงสุดของกังหันลม	-
C_{Root}	ความยาวคอร์ดโคนใบ	เมตร
C_{Tip}	ความยาวคอร์ดปลายใบ	เมตร
D	แรงผลึก (Drag Force)	นิวตัน
D	เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของเพลลา	เมตร
d	เส้นผ่านศูนย์กลางภายในของเพลลา	เมตร
E_K	พลังงานจลน์	จูล
i	อัตราทด (Velocity Ratio)	-
J	ค่าโมเมนต์ความเฉื่อยเชิงขั้วของพื้นที่หน้าตัด	เมตร ⁴
L	แรงยก (Lift Force)	นิวตัน
M_1	โมเมนต์หมุนของเฟืองขับ	นิวตันเมตร
M_2	โมเมนต์หมุนของเฟืองตาม	นิวตันเมตร
N	ความเร็วรอบของกังหันลม	รอบต่อนาที
N	จำนวนรอบการหมุน	รอบต่อนาที
n	ความเร็วรอบ	รอบต่อนาที
P_0	ความดันบรรยากาศทั่ว ๆ ไป	นิวตันต่อตารางเมตร
P_2	ความดันของอากาศที่ไหลผ่านตัวใบกังหัน	นิวตันต่อตารางเมตร
P_3	ความดันของอากาศก่อนที่จะปะทะตัวใบกังหัน	นิวตันต่อตารางเมตร

สัญลักษณ์	คำอธิบาย	หน่วย
P_a	พลังงานที่ได้จากลม	วัตต์
P_w	พลังงานที่ได้จากกังหันลม	วัตต์
Q	อัตราการไหลของอากาศ	ลูกบาศก์เมตรต่อวินาที
R	รัศมีของใบกังหัน	เมตร
r	รัศมีของเพลลา	เมตร
T	แรงบิด (Torque)	นิวตันเมตร
T	อุณหภูมิ	องศาเซลเซียส
T_a	แรงทรัสต์ (Thrust Force)	นิวตัน
T_{Dual}	แรงบิดของระบบส่งกำลังแบบ Dual	นิวตันเมตร
$T_{Generator}$	แรงบิดเครื่องกำเนิดไฟฟ้า	นิวตันเมตร
$T_{Turbines}$	แรงบิดของกังหันลม	นิวตันเมตร
$T_{Transmission}$	แรงบิดของระบบส่งกำลัง	นิวตันเมตร
T_{Single}	แรงบิดของระบบส่งกำลังแบบ Single	นิวตันเมตร
TSR	อัตราส่วนความเร็วสูงสุด (Tip Speed Ratio)	-
t	เวลา	วินาที
U	ความเร็วสัมพัทธ์ของใบกังหันลม	เมตรต่อวินาที
u	ความเร็วลมก่อนเข้าถึงด้านหน้าของใบกังหัน	เมตรต่อวินาที
u_1	ความเร็วลมหลังจากผ่านตัวใบกังหัน	เมตรต่อวินาที
m_a	มวลของอากาศ	กิโลกรัม
V_0	ความเร็วลมทางด้าน เข้า-ออก	เมตรต่อวินาที
V_∞	ความเร็วลมก่อนเข้าท่ออุโมงค์ลม	เมตรต่อวินาที
Z	จำนวนฟันเฟืองขับ	-
ρ_a	ความหนาแน่นของอากาศ	กิโลกรัมต่อลูกบาศก์เมตร
η	ค่าประสิทธิภาพของกังหันลม	-
Ω	ความเร็วเชิงมุม	เรเดียนต่อวินาที
ω	ความเร็วเชิงมุม	เรเดียนต่อวินาที
τ_{max}	ความเค้นเฉือนสูงสุดของเพลลา	นิวตันต่อตารางเมตร

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

ในปัจจุบันนี้มีผู้ที่สนใจเกี่ยวกับเรื่องของพลังงานทดแทนกันมากขึ้น พลังงานลมก็เป็นอีกทางเลือกหนึ่งที่มีผู้สนใจเป็นอย่างมาก โดยเฉพาะด้านการผลิตกระแสไฟฟ้า ด้วยศักยภาพพลังงานลมของประเทศไทย ที่มีความเร็วลมเฉลี่ยทั้งปี 4-5 เมตรต่อวินาที หากมองในพื้นที่ชนบทห่างไกลที่ระบบสายส่งไฟฟ้าไปไม่ถึง หมู่บ้านมีขนาดเล็ก 5-10 ครัวเรือน ไม่คุ้มค่าในการลงทุนในการขยายสายส่งไฟฟ้า พลังงานลมจึงเป็นทางเลือกอย่างหนึ่งที่ค่อนข้างมั่นคง ตามศักยภาพพลังงานลมที่มี และความต้องการใช้พลังงานไฟฟ้าพื้นฐาน ครัวเรือนละ 50 หน่วยต่อเดือน ทั้งหมู่บ้านเฉลี่ย 16 กิโลวัตต์ต่อวัน เพื่อให้ได้พลังงานไฟฟ้าเพียงพอต่อความต้องการใช้ต่อวัน กังหันลมต้องมีพื้นที่กวาดใบที่เหมาะสม และการออกแบบที่ถูกต้อง จึงจะสามารถดึงพลังงานจากลมที่มีความเร็วลมเฉลี่ยไม่เกิน 4 เมตรต่อวินาที ที่มีอยู่ทั่วไปในประเทศไทย ได้พอต่อความต้องการพื้นฐานในหนึ่งวัน ด้วยเหตุผลนี้จึงเป็นการจูงใจให้ภาครัฐมีแนวคิดทำการศึกษาวิจัย และออกแบบกังหันลมผลิตไฟฟ้าขนาด 20 กิโลวัตต์ ซึ่งมีขนาดพื้นที่กวาดใบ 119 ตารางเมตร สามารถผลิตพลังงานไฟฟ้าเพียงพอต่อการใช้ที่ความเร็วลมต่ำกว่า 4 เมตรต่อวินาที เป็นขนาดกำลังการผลิตที่พอเหมาะสมต่อความต้องการใช้ เพราะเป็นกังหันลมผลิตไฟฟ้าขนาดเล็ก ราคาถูก ชิ้นส่วนผลิตได้เองในประเทศ การบำรุงรักษาไม่ยุ่งยาก กลไกไม่ซับซ้อน เหมาะกับพื้นที่ห่างไกล

กังหันลมส่วนใหญ่ที่ทำการผลิตกระแสไฟฟ้าจะเป็นกังหันลมชนิดแนวแกนนอน มีข้อดีหลักๆ คือ สามารถเริ่มต้นทำงานเองได้ (Self Start) โดยไม่ต้องมีอุปกรณ์ช่วยในการเริ่มต้นการทำงาน อีกทั้งยังมีประสิทธิภาพในการทำงานสูง เมื่อเปรียบเทียบกับกังหันลมชนิดอื่นๆ ประสิทธิภาพสูงสุดของกังหันลมชนิดนี้มีประมาณ 45 เปอร์เซ็นต์ นั่นคือ สามารถแปลงพลังงานจลน์ของลม (Kinetic Energy) จาก 100 เปอร์เซ็นต์ มาเป็นพลังงานกล (Mechanical Energy) ได้ 45 เปอร์เซ็นต์ แต่ในทางปฏิบัติจริงแล้วยังมีค่าความสูญเสีย (Losses) ในส่วนต่างๆ ของระบบอีกหลายส่วนซึ่งทำให้เมื่อมีการใช้งานจริงๆ ประสิทธิภาพในการทำงานเหลือแค่ 35 เปอร์เซ็นต์ ในการผลิตไฟฟ้า ดังนั้นการออกแบบระบบทางกลให้กับกังหันลมจึงต้องคำนึงถึงความเหมาะสมกับศักยภาพแหล่งลมในแต่ละพื้นที่ด้วย

1.2 วัตถุประสงค์ของการวิจัย

- 1.2.1 เพื่อศึกษาและคัดเลือกใบกังหันลมที่เหมาะสมกับความเร็วลมในประเทศไทย
- 1.2.2 เพื่อหาประสิทธิภาพการออกแบบระบบส่งกำลังที่เหมาะสมกับการใช้งาน
- 1.2.3 เปรียบเทียบผลการทดลองระหว่างการทดสอบและการใช้โปรแกรมวิเคราะห์ผลทางพลศาสตร์การไหล

1.3 ความจำเป็นในการศึกษาวิจัยและพัฒนา

กังหันลมแบบของไทยจึงต้องเหมาะสมกับลมแบบของไทยลมในประเทศไทย หรือแถบเอเชียตะวันออกเฉียงใต้ ซึ่งอยู่ภายใต้อิทธิพลของลมมรสุมทั้งสองทิศทางนี้ เป็นลมแรงต่ำ ที่มีความเร็วเฉลี่ยประมาณ 4 เมตรต่อวินาที (ในยุโรปประมาณ 7 เมตรต่อวินาที) จึงต้องออกแบบกังหันลมให้เป็นกังหันลมแรงต่ำ สามารถผลิตกระแสไฟฟ้าได้ในสภาพแรงลมดังกล่าว กังหันลมต้องออกแบบมาเพื่อให้สามารถติดตั้งได้ทุกพื้นที่ในประเทศไทย ใบกังหันลมสามารถทำงานเริ่มต้นหมุนผลิตไฟฟ้าได้ที่แรงลมตั้งแต่ 2 เมตรต่อวินาที เป็นต้นไป และออกแบบให้ ใบกังหันลม ระบบส่งกำลัง เกียร์ทดรอบ เครื่องกำเนิดไฟฟ้า และชุดควบคุม ทำงานแบบสัมพันธ์กัน เพื่อผลิตไฟฟ้าอย่างมีประสิทธิภาพ

1.4 ขอบเขตของการศึกษาวิจัย

- 1.4.1 ออกแบบต้นแบบใบกังหันลม ที่เหมาะสมต่อการใช้งาน กับต้นแบบทางกล ของกังหันลมผลิตไฟฟ้า ขนาด 20 กิโลวัตต์ โดยใช้รูปร่าง หยกน้ำ รุ่น S-1223
- 1.4.2 สร้างต้นแบบใบกังหันลม รัศมีไม่เกิน 50 เซนติเมตร เพื่อเปรียบเทียบระหว่าง การใช้โปรแกรมวิเคราะห์ผลทางพลศาสตร์การไหล กับการทดสอบ โดยการย่อส่วน 1 ต่อ 15 เท่า ของใบกังหันลมผลิตไฟฟ้า ขนาด 20 กิโลวัตต์ มาใช้ในการออกแบบระบบต่างๆ
- 1.4.3 ออกแบบระบบส่งกำลังสำหรับกังหันลมผลิตไฟฟ้า ขนาด 20 กิโลวัตต์ ที่เหมาะสมกับการใช้งานในประเทศ
- 1.4.4 สามารถวิเคราะห์ศักยภาพระบบของกังหันลมผลิตไฟฟ้าที่ความเร็วลมระหว่าง 2–5 เมตรต่อวินาที

1.5 ขั้นตอนการศึกษาวิจัย

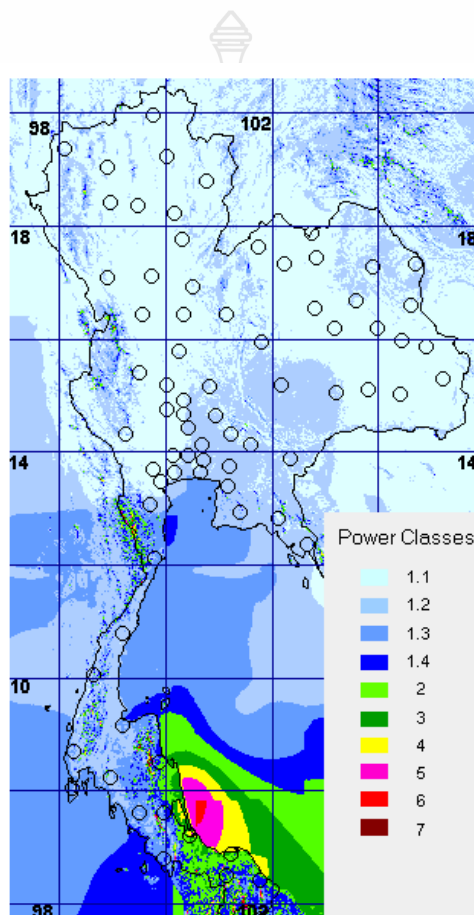
การวิจัยเริ่มต้นจากการรวบรวมองค์ความรู้ ทบทวนวรรณกรรม และงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง หรือกรณีศึกษาต่างๆ ที่เกี่ยวข้องกับการออกแบบกังหันลมผลิตไฟฟ้า จากนั้นทำการคำนวณและออกแบบตามทฤษฎีพื้นฐานสำหรับการออกแบบใบกังหันลมผลิตไฟฟ้าที่ได้ทำการศึกษาค้นคว้ามา ซึ่งพอจะลำดับขั้นตอนได้ดังต่อไปนี้

1.5.1 ศึกษาทฤษฎีพื้นฐานที่จำเป็นสำหรับการออกแบบใบกังหันลมผลิตไฟฟ้า เช่น ทฤษฎีของอากาศพลศาสตร์ (Aerodynamics) พลังงานจลมนั้นเป็น พลังงานจลน์ (Kinetic Energy) ในการวิเคราะห์ให้ใช้หลักการที่เรียกว่า “ ทฤษฎีโมเมนตัม ” (Momentum Theory) การเกิดขึ้นของแรงยก (Lift Force) และแรงผลึก (Drag Force) ศึกษาวิธีการใช้โปรแกรมวิเคราะห์ผลทางพลศาสตร์การไหล ด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์ CF-Design V9.0 มาช่วยในการแก้ไขปัญหาทางวิศวกรรมที่ซับซ้อน และเครื่องมือและอุปกรณ์ต่างๆ ที่นำมาใช้ในการทดสอบ เช่น เครื่องมือวัดความเร็วลม (Anemometers) เครื่องมือวัดแรงบิด (Torque Transducer) เป็นต้น

1.5.2 ทบทวนวรรณกรรมงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง หรือ กรณีศึกษาต่างๆ ด้านกังหันลมผลิตไฟฟ้า

1.5.2.1 สมชาย ภูวงศ์ไพบูลย์ บริษัท เฟลโลว์ เอ็นจิเนียร์ส คอนซัลแตนต์ จำกัด โดยการสนับสนุนจากกรมพัฒนาและส่งเสริมพลังงาน เมื่อปี พ.ศ.2544 ได้จัดทำโครงการ “แผนที่ศักยภาพพลังงานลมของประเทศไทย” คูภาพที่ 1.1 ผลการศึกษาพบว่าแหล่งศักยภาพพลังงานลมของประเทศไทยที่ดีโดยมีกำลังลมเฉลี่ยทั้งปี ระดับ 3 (Class 3) หรือ มีความเร็วลม 6.4 เมตรต่อวินาที ขึ้นไป ที่ความสูง 50 เมตร อยู่ที่ภาคใต้บริเวณชายฝั่ง ทะเลตะวันออก เริ่มตั้งแต่ จังหวัดนครศรีธรรมราช สงขลา และ ปัตตานี และที่อุทยานแห่งชาติดอยอินทนนท์ จังหวัดเชียงใหม่ ซึ่งเกิดจากอิทธิพลของลมมรสุมตะวันออกเฉียงเหนือตั้งแต่เดือน พฤศจิกายน ถึง ปลายเดือน มีนาคม นอกจากนั้นยังพบว่ามีแหล่งศักยภาพพลังงานลมที่ดีอีกส่วนหนึ่งอยู่บริเวณเทือกเขาด้านทิศ ตะวันตกตั้งแต่ภาคใต้ตอนบนจรดภาคเหนือตอนล่าง ใน จังหวัดเพชรบุรี กาญจนบุรี ตาก ซึ่งเกิดจาก อิทธิพลของลมมรสุมตะวันตกเฉียงใต้ ระหว่างเดือน พฤษภาคม ถึง กลางเดือน ตุลาคม แหล่งศักยภาพพลังงานลมที่ดีที่ได้รับอิทธิพลจากลมมรสุมตะวันออกเฉียงเหนือและลมมรสุมตะวันตกเฉียงใต้ อยู่ในบริเวณเทือกเขาในอุทยานแห่งชาติแก่งกรุงจังหวัดสุราษฎร์ธานี อุทยานแห่งชาติเขาหลวงและได้รุ่มเย็นจังหวัดนครศรีธรรมราช ในอุทยานแห่งชาติศรีพังงาจังหวัดพังงา เขาพนมเบญจาจังหวัดกระบี่ ส่วนแหล่งที่มีศักยภาพรองลงมา โดยมีกำลังลมเฉลี่ยทั้งปีตั้งแต่ระดับ 1.3 ถึง 2 (Class 1.3- Class 2) หรือ มีความเร็วลม 4.4 เมตรต่อวินาที ขึ้นไป ที่ความสูง 50 เมตร พบว่าอยู่ที่ภาคใต้ตอนบนบริเวณอ่าวไทยชายฝั่ง ตะวันตก ตั้งแต่ จังหวัดเพชรบุรี ประจวบคีรีขันธ์ ชุมพร จรด จังหวัดสุราษฎร์ธานี และบริเวณเทือกเขาในภาคเหนือ

คือ จังหวัดเชียงใหม่ และ ภาคตะวันออกเฉียงเหนือ คือ จังหวัด เพชรบูรณ์และ เลย ซึ่งได้รับอิทธิพลจากลมมรสุมตะวันออกเฉียงเหนือ และ พบว่า อยู่ทีภาคใต้ ฟังตะวันตก ตั้งแต่ จังหวัด พังงา ภูเก็ต กระบี่ ตรัง จรด สตูล และในอ่าวไทยชายฝั่งตะวันออก คือ จังหวัด ระยอง และชลบุรี ซึ่งได้รับอิทธิพลจากลมมรสุมตะวันตกเฉียงใต้ [1]



ภาพที่ 1.1 แผนที่ศักยภาพพลังงานลมเฉลี่ยรายปี [1]

1.5.2.2 ดร.วิรัช โธณนรินทร์ คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี เมื่อปี พ.ศ.2551 ได้วิจัย “โครงการศึกษา วิจัยพัฒนา สาขิตต้นแบบเทคโนโลยีกังหันลมผลิตไฟฟ้าความเร็วลมต่ำ” รูปภาพที่ 1.2 ผลจากผลการศึกษาวิจัยในครั้งนั้น ทำให้ได้ต้นแบบกังหันลมผลิตไฟฟ้าแนวแกนนอน ขนาด 5 กิโลวัตต์ ที่มีความเหมาะสมกับการผลิตไฟฟ้าที่ความเร็วลมเฉลี่ยที่ 3-4 เมตรต่อวินาที โดยพลังงานที่ผลิตได้จากกังหันลมได้ 120 หน่วยทางไฟฟ้า เมื่อเปรียบเทียบกับกังหันลม ที่นำเข้าจากต่างประเทศ ผลิตไฟฟ้าได้ 20 หน่วย จากการทดสอบ 1 เดือน ที่ความเร็วลมและจุดติดตั้งเดียวกัน สำหรับความสำเร็จเกิดขึ้นกับกังหันลมแนวแกนนอนที่ผลิตในประเทศสามารถ

ทำงานได้ดีกว่ากังหันลมที่นำเข้ามาจากต่างประเทศโดยคิดประสิทธิภาพรวมอยู่ที่ประมาณ 35 เปอร์เซ็นต์ ขณะที่กังหันลมนำเข้ามาจากต่างประเทศหากนำมาใช้งานที่ความเร็วลมต่ำอาจมี ประสิทธิภาพในการทำงานเพียง 15-20 เปอร์เซ็นต์ เท่านั้น [2]



ภาพที่ 1.2 ต้นแบบกังหันลมผลิตไฟฟ้าขนาด 5 กิโลวัตต์ [2]

และในปี พ.ศ.2552 ได้วิจัย “โครงการวิจัยเพื่อพัฒนากังหันลมผลิตไฟฟ้าต้นแบบขนาด 50 กิโลวัตต์” ภาพที่ 1.3 จากผลการวิเคราะห์ที่ได้จากการติดตั้งใช้งานกังหันลมต้นแบบเป็นเวลา ประมาณ 1 เดือนที่บริเวณสันอ่างเก็บน้ำตอนบนของเขื่อนลำตะคอง จังหวัดนครราชสีมา โดยกังหัน เริ่มปล่อยกระแสไฟฟ้าเข้าสู่สายส่งประมาณวันที่ 10 กรกฎาคม 2552 นั้นได้ผลว่า กังหันลมต้นแบบ ผลิตไฟฟ้าขนาด 50 กิโลวัตต์ ซึ่งมีวัตถุประสงค์เพื่อทำการออกแบบกังหันลมให้สามารถผลิตไฟฟ้า ได้ที่มีความเร็วลมเหมาะสมกับความเร็วลมของประเทศไทยที่มีค่าเฉลี่ยของลมอยู่ที่ประมาณ 5 เมตร ต่อวินาที ซึ่งในการออกแบบกังหันลมจะเริ่มผลิตไฟฟ้าที่ความเร็วลม 2.5 เมตรต่อวินาที และได้ กำลังไฟฟ้าสูงสุด 50 กิโลวัตต์ ที่ความเร็วลม 10.5 เมตรต่อวินาที ซึ่งจะทำให้กังหันลมมีประสิทธิภาพ ในการผลิตไฟฟ้าได้ถึง 30 เปอร์เซ็นต์ ของกำลังสูงสุดสำหรับลมเฉลี่ยในเมืองไทย [3]

จากผลการวิเคราะห์ที่ได้จากการติดตั้งใช้งานกังหันลมต้นแบบขนาด 50 กิโลวัตต์ ทำให้ พบว่าการผลิตไฟฟ้าของกังหันลมต้นแบบเริ่มผลิตไฟฟ้าที่กำลังลม 2.5 เมตรต่อวินาที ได้กำลังไฟฟ้า

อยู่ที่ประมาณ 1 กิโลวัตต์ และผลิตไฟฟ้าได้สูงสุดที่ 50 กิโลวัตต์ ที่ความเร็วลม 10 เมตรต่อวินาทีขึ้นไป โดยในการทดสอบติดตั้งเป็นระยะเวลา 1 เดือน ที่ความเร็วลมเฉลี่ยประมาณ 5 เมตรต่อวินาที ได้พลังงานไฟฟ้าประมาณ 2,000 หน่วย เนื่องจากความเร็วลมคิดเป็นชั่วโมงการทำงานเพียงแค่ 8 ชั่วโมง อย่างไรก็ตามหากที่ความเร็วลม 5 เมตรต่อวินาทีเป็นเวลาต่อเนื่อง 15 ชั่วโมง ตามที่ได้วิเคราะห์ไว้ ซึ่งจะผลิตไฟฟ้าได้ออกมาประมาณ 5,000 หน่วยต่อเดือน คิดเป็นเฉลี่ยปีละ 60,000 หน่วยไฟฟ้า อย่างไรก็ตามหากมีความเร็วลมเฉลี่ยของพื้นที่นั้นสูงกว่าค่าที่วิเคราะห์ไว้ก็จะทำให้กำลังการผลิตไฟฟ้าสูงตามไปด้วย ซึ่งในเบื้องต้นกังหันลมผลิตไฟฟ้าต้นแบบมีราคาการลงทุนอยู่ที่ประมาณ 150 บาทต่อวัตต์ และต้องมีราคาการรับซื้อไฟฟ้าจากพลังงานลมอยู่ที่ประมาณ 10 บาทต่อหน่วยไฟฟ้าจึงจะคุ้มค่าการลงทุนในการคืนทุนในระยะเวลาประมาณ 5-6 ปี อย่างไรก็ตามราคาของการติดตั้งกังหันลมสามารถลดลงได้ 10-20 เปอร์เซ็นต์ [3]

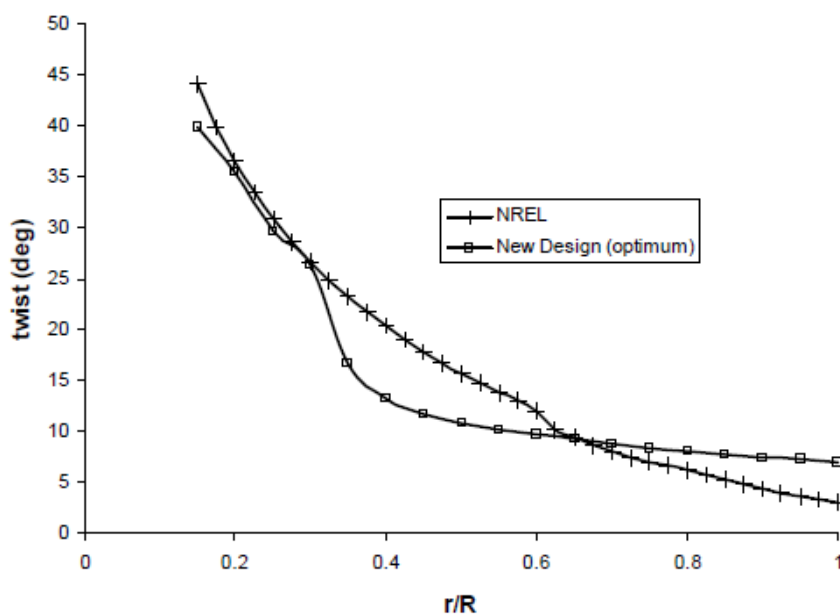


ภาพที่ 1.3 ต้นแบบกังหันลมผลิตไฟฟ้าขนาด 50 กิโลวัตต์ [3]

1.5.2.3 ชโลธร ธรรมแท้ และ รศ. ดร.ทวิช จิตรสมบูรณ์ สำนักวิชาวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี เมื่อปี พ.ศ.2550 ได้ศึกษา “การออกแบบใบกังหันลมให้ดีที่สุดสำหรับประเทศไทยโดยใช้ทฤษฎีของสตริป” ซึ่งสร้างจากการวิเคราะห์กฎอนุรักษ์มวล โมเมนตัมและ โมเมนตัมเชิงมุมของสตริป (Strip) ทำให้ความสัมพันธ์ไปสู่การออกแบบมุมบิดของใบกังหันที่เหมาะสม ทำการเขียนโปรแกรมตามทฤษฎีสตริป (Strip) ซึ่งนำไปสู่ทฤษฎีเบลคเอลิเมนต์โมเมนตัม

(BEM) สามารถทำให้คำนวณหาค่ามุมบิดใบกังหันที่เหมาะสมได้ ซึ่งให้ผลการคำนวณสอดคล้องเป็นอย่างดีกับกังหันลมที่ได้มีการผลิตและทดลองไว้แล้ว จากนั้นนำไปสู่การปรับปรุง มุมบิดที่ปลายใบ และขนาดของคอร์ดที่เหมาะสมสำหรับความเร็วลมที่ต่ำกว่าจุดออกแบบ เช่นในประเทศไทยได้ [4]

โดยการออกแบบกังหันลมที่ความเร็วลม 5 เมตรต่อวินาที กำลังการผลิตไฟฟ้า 6.52 กิโลวัตต์ รัศมีใบยาว 8.72 เมตร สัดส่วนความยาวคอร์ดต่อรัศมีใบ (c/R) 0.2178 ความยาวคอร์ด 1.90 เมตร มุมบิดปลายใบ 7 องศา อัตราส่วนความเร็วสูงสุด (TSR) 4.735 ความเร็วรอบ 26.06 รอบต่อนาที โดยการเปรียบเทียบกับใบกังหันแบบเดิม (NREL) คุณภาพที่ 1.4 จากการศึกษพบว่าทำให้ประสิทธิภาพในทางทฤษฎีเพิ่มขึ้น จากการหาค่าประสิทธิภาพสูงสุด ขนาดของใบจะต้องโตขึ้น และมุมบิดปลายใบจะต้องมากขึ้นด้วย ซึ่งทำให้ลักษณะการบิดใบมีค่าเปลี่ยนไป สำหรับประเทศไทย หากต้องการให้มีกำลังงานเท่ากับกังหันที่ออกแบบมาด้วยความเร็วลมสูง จะต้องมีใบที่ยาวกว่าเพื่อให้ได้กำลังที่เท่าเดิม ดังนั้นจึงควรลดความเร็วรอบลงมาเพื่อให้ได้อัตราส่วนความเร็วสูงสุด (Tip Speed Ratio) เท่าเดิม [4]



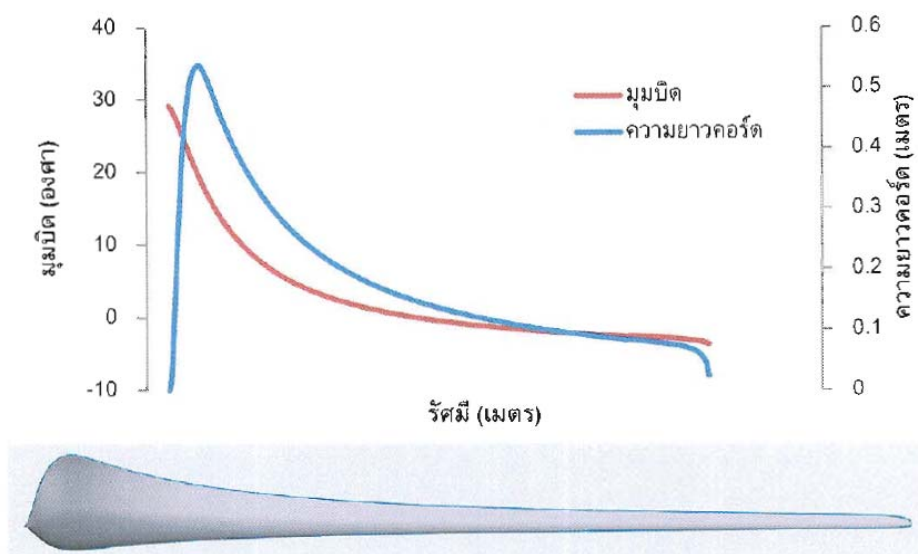
ภาพที่ 1.4 มุมการบิดใบ r/R ของกังหันใหม่เปรียบเทียบกับของเดิม [4]

1.5.2.4 นนทวุฒิ ปรีชาวุฒิ รศ.ดร.อุดมเกียรติ นนทแก้ว และ ผศ.ดร.บุญชัย วัจจะตรากุล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ เมื่อปี พ.ศ.2552 ได้ศึกษา “การออกแบบใบกังหันลมแกนนอนที่เหมาะสมสำหรับความเร็วลมต่ำ” การออกแบบใบกังหันลม

ด้วยทฤษฎีเบลดเอลิเมนต์โมเมนต์ คือ การหามุมบิด และความยาวคอर्ड ที่ทำให้สัดส่วนแรงยกต่อแรงต้านอากาศในทุกส่วนของใบกังหันลมมีค่ามากที่สุดที่อัตราส่วนความเร็วสูงสุด (TSR) ค่าหนึ่งซึ่งจะพบว่ารูปร่างใบกังหันหนึ่งๆ นั้น จะให้ประสิทธิภาพสูงสุด ณ จุดทำงานเดียวเท่านั้น นั่นคือจุดที่มีอัตราส่วนความเร็วสูงสุด ที่ใช้ในการออกแบบ ถึงแม้ว่าทฤษฎีเบลดเอลิเมนต์โมเมนต์ จะสามารถให้รูปร่างที่ดีที่สุดสำหรับอัตราส่วนความเร็วสูงสุด ที่ผู้ออกแบบเลือก ในความเป็นจริงกังหันลมไม่ได้ทำงานที่อัตราส่วนอัตราส่วนความเร็วสูงสุด เพียงค่าเดียวแต่ขึ้นอยู่กับความเร็วของกระแสลม และความเร็วรอบของกังหันลม อีกทั้งสมรรถนะของกังหันลมนั้นยังขึ้นอยู่กับอีกหลายปัจจัย [5]

โดยในการออกแบบได้ใช้แผนอากาศแบบ S809 ซึ่งออกแบบโดย NREL และมีผลการทดลองในอุโมงค์ลม ซึ่งมีค่าอัตราส่วนสัมประสิทธิ์แรงยกต่อแรงจุดมากที่สุด 0.75 ที่มุมปะทะ 6 องศา การออกแบบกังหันลมสำหรับผลิตไฟฟ้าต้องคำนึงถึงความเร็วรอบของเครื่องกำเนิดไฟฟ้าโดยเลือกรอบการทำงานที่ 100 รอบต่อวินาที ที่ความเร็วลม 4 เมตรต่อวินาที ออกแบบให้กังหันมีประสิทธิภาพเชิงอากาศ หรือ ค่า C_p สูงที่สุด ให้ได้อัตราส่วนความเร็วสูงสุด (TSR) 13.08 และในส่วนการจำลองการไหลของอากาศผ่านใบกังหัน NREL Phase III ในสภาวะการทำงานที่ความเร็วรอบ 71.6 รอบต่อวินาที และความเร็วลมตั้งแต่ 5 ถึง 13 เมตรต่อวินาที เมชที่ใช้ในการคำนวณมีจำนวน 9,115,353 เซลล์ เป็นการคำนวณแบบสามมิติไม่คงตัว อัตราการก้าวหน้าของเวลาเป็น 0.01 วินาที การคำนวณยุติลงเมื่อแรงที่กระทำบนใบกังหันอยู่ในสภาวะคงที่ประมาณ 2.8 วินาที [5]

การเลือกออกแบบให้ให้อัตราส่วนความเร็วสูงสุด ที่สูงนั้น ทำให้ใบมีน้ำหนักเบาและทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพที่ความเร็วลมต่ำ แต่ก็ยากต่อการผลิต ปัญหาด้านความแข็งแรงอีกทั้งเริ่มต้นหมุนได้ช้ากว่าหรืออาจไม่เริ่มหมุนเลยหากออกแบบที่อัตราส่วนความเร็วสูงสุด สูงเกินไป ในทางตรงกันข้ามหากออกแบบที่ อัตราส่วนความเร็วสูงสุด ต่ำเกินไป ทำให้การสามารถเริ่มหมุนได้เร็วกว่าและง่ายต่อการออกแบบและความแข็งแรง แต่ประสิทธิภาพในช่วงความเร็วลมต่ำไม่สูงนัก น้ำหนักมากกว่า ทำให้ประสิทธิภาพเชิงกลต่ำ นอกจากเหตุผลดังกล่าวอัตราส่วนความเร็วสูงสุด นั้นสัมพันธ์กับความเร็วรอบการทำงานเครื่องกำเนิดไฟฟ้า ก็ต้องมีความเร็วรอบที่เหมาะสม อาจต้องใช้ชุดเฟืองทด ซึ่งต้องมีอัตราการสูญเสียพลังงาน และต้นทุนการผลิตสูงตามด้วย คูภาพที่ 1.5 จากการศึกษาสมรรถนะการทำงานของกังหันลมทำให้ทราบว่า การปรับมุมใบ และการปรับความเร็วรอบกังหันลมขณะทำงานสามารถเพิ่มประสิทธิภาพของกังหันลมในการทำงานที่ความเร็วลมสูงขึ้นได้อย่างมีประสิทธิภาพ [5]



ภาพที่ 1.5 ใบกังหันขนาดรัศมี 5 เมตร แบบสามใบสำหรับความเร็วลม 4 เมตรต่อวินาที [5]

1.5.2.5 การไฟฟ้าฝ่ายผลิตแห่งประเทศไทย (กฟผ.) ได้ดำเนินโครงการติดตั้งกังหันลมผลิตไฟฟ้าขนาดกำลังผลิต 1,250 กิโลวัตต์ จำนวน 2 ชุด รวมกำลังผลิต 2,500 กิโลวัตต์ ที่บริเวณอ่างพักน้ำตอนบนโรงไฟฟ้าลำตะคองชลภาวัฒนา ตำบลคลองไผ่ อำเภอสีคิ้ว จังหวัดนครราชสีมา ติดตั้งแล้วเสร็จพร้อมทั้งเชื่อมโยงเข้าสู่ระบบการจำหน่ายของการไฟฟ้าส่วนภูมิภาค (กฟภ.) ตั้งแต่วันที่ 1 เมษายน พ.ศ. 2552 เป็นต้นมา จากการเก็บสถิติความเร็วลมที่ระดับความสูง 45 เมตร ของ กฟผ. เพื่อตรวจวัดศักยภาพพลังงานลมสำหรับผลิตไฟฟ้าทั่วประเทศมาตั้งแต่ปี พ.ศ. 2547 พบว่า ที่บริเวณอ่างพักน้ำตอนบนโรงไฟฟ้าลำตะคองชลภาวัฒนา ตำบลคลองไผ่ อำเภอสีคิ้ว จังหวัดนครราชสีมา แห่งนี้ มีศักยภาพพลังงานลมดีที่สุดแห่งหนึ่งของประเทศไทย มีลมพัดถึง 2 ช่วง คือช่วงฤดูลมมรสุมตะวันออกเฉียงเหนือ (ระหว่างเดือนพฤศจิกายนถึงปลายเดือนมีนาคม) และลมมรสุมตะวันตกเฉียงใต้ (ระหว่างเดือนพฤษภาคม ถึงกลางเดือนตุลาคม) มีความเร็วลมเฉลี่ยทั้งปีประมาณ 5-6 เมตรต่อวินาที ซึ่งสามารถนำมาผลิตไฟฟ้าได้ [6]

กังหันลมที่นำมาติดตั้งเป็นกังหันลมรุ่น D6-1250 ผลิตในประเทศจีน มีขนาดกำลังผลิต 1,250 กิโลวัตต์ เป็นกังหันลมชนิดแกนนอน ประกอบด้วย ใบกังหันลม 3 ใบ ใบกังหันลมทำด้วยวัสดุสังเคราะห์เสริมใยแก้ว เส้นผ่าศูนย์กลางการหมุนของใบกังหันลม 64 เมตร ความสูงของเสากังหันลม 68 เมตร การทำงานของกังหันลมจะเป็นแบบอัตโนมัติ เริ่มผลิตไฟฟ้าที่ความเร็วลม 2.8 เมตรต่อวินาที และสูงสุดที่ความเร็วลม 12.5 เมตรต่อวินาที และกังหันลมจะหยุดผลิตไฟฟ้าเมื่อความเร็วลม 23 เมตรต่อวินาที ส่วนความเร็วลมสูงสุดที่กังหันลมสามารถต้านทานได้อยู่ที่ 50.5 เมตรต่อวินาที กังหันลม

รุ่นนี้มีความเร็วรอบสูงสุดของใบกังหันลม 22 รอบต่อนาที ความเร็วรอบของเครื่องกำเนิดไฟฟ้า 1,100 รอบต่อนาที มีแรงดันไฟฟ้า 690 โวลต์ 3 เฟส ส่วนการหมุนของกังหันลมจะใช้มอเตอร์ไฮดรอลิกส์ขับเคลื่อน ระบบเบรก จะมีทั้งแบบเบรก ด้วยอากาศพลศาสตร์ คือ เบรก แบบปรับมุมใบกังหันลม และเบรกโดยใช้จานเบรก [6]

โครงการนี้ กฟผ. ได้ใช้งบดำเนินการประมาณ 145 ล้านบาท เป็นกังหันลมที่ใหญ่ที่สุดของ กฟผ. สามารถผลิตไฟฟ้าได้ประมาณปีละ 4.60 ล้านหน่วยทดแทนการใช้น้ำมันเชื้อเพลิงได้ 1.1 ล้านลิตรต่อปี ลดการปล่อยก๊าซเรือนกระจกที่เป็นสาเหตุภาวะโลกร้อนได้ถึง 2,300 ตันต่อปี โรงไฟฟ้ากังหันลมแห่งนี้ นอกจากจะตอบสนองนโยบายภาครัฐ โดยนำพลังงานหมุนเวียนที่มีอยู่ในประเทศมาใช้ให้เกิดประโยชน์สูงสุดในการผลิตไฟฟ้าสู่ประชาชนในพื้นที่แล้ว ยังจะเป็นศูนย์กลางการเรียนรู้ด้านการพัฒนาพลังงานลมสำหรับผลิตไฟฟ้าให้กับ นักเรียน นิสิต นักศึกษา และประชาชนทั่วไป รวมทั้งความโดดเด่นของกังหันลมจะดึงดูดนักท่องเที่ยวมาเยือนพื้นที่นี้ และช่วยสร้างรายได้ให้ชาวบ้านในพื้นที่ต่อไป (www.egat.co.th) [6]



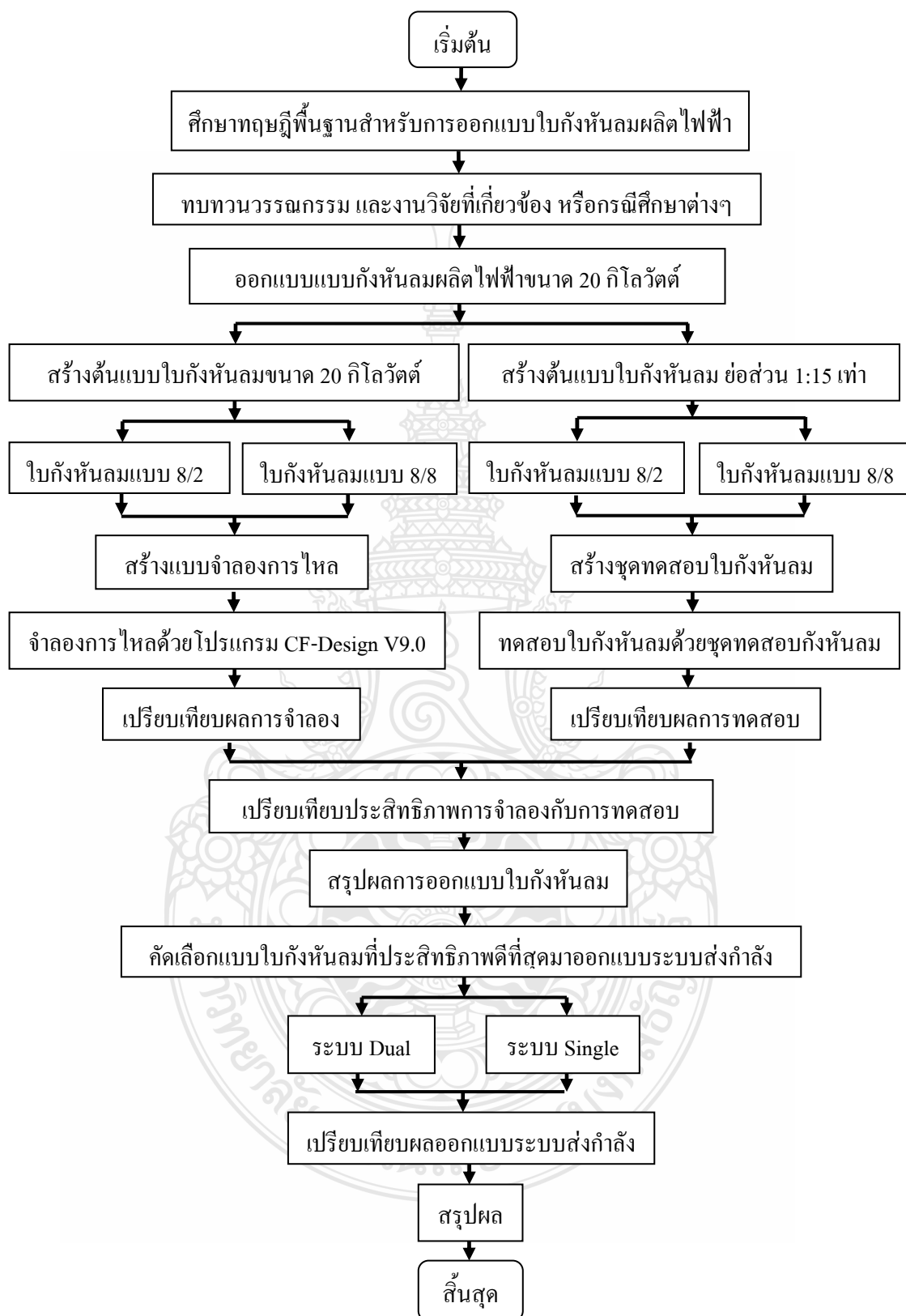
ภาพที่ 1.6 กังหันลมผลิตไฟฟ้าขนาดกำลังผลิต 1,250 กิโลวัตต์ [6]

1.5.3 คำนวณหาค่าตัวแปรต่างๆ ที่ใช้ในการออกแบบ สร้างต้นแบบใบกังหันลมและระบบทางกลที่จะนำมาทดสอบเปรียบเทียบ เช่น การหาขนาดรูปร่างของใบกังหัน ก็จะมีค่าตัวแปรที่เกี่ยวข้องสัมพันธ์แรงยก และแรงผลัก มุมปะทะ การหาขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของ โรเตอร์ (Rotor) ก็จะมีค่าตัวแปรด้าน พลังงาน ไฟฟ้า ค่าความหนาแน่นอากาศ ความเร็วลม ประสิทธิภาพของกังหันลม ระบบส่งกำลังเกียร์ทอรอบ ก็จะประกอบด้วยค่าตัวแปร แรงบิด ความเร็วรอบ อัตราทด เป็นต้น

1.5.4 ทำการทดสอบต้นแบบใบกังหันลมขนาด 20 กิโลวัตต์ โดยการสร้างเป็นแบบจำลองการไหลของลมผ่านใบกังหันต้นแบบ โดยใช้โปรแกรมวิเคราะห์ผลทางพลศาสตร์การไหลด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์ CF-DesignV9.0 มาทำการทดสอบที่ความเร็วลมตั้งแต่ 2 ถึง 14 เมตรต่อวินาที เก็บบันทึกข้อมูลการทดสอบ และทำการทดสอบเก็บข้อมูล โดยการนำต้นแบบ (Prototype) ใบกังหันลมแบบย่อส่วน 1 ต่อ 15 เท่า ที่ได้สร้างขึ้นมาทดสอบกับชุดทดสอบประสิทธิภาพกังหันลม ซึ่งจะประกอบไปด้วย เครื่องกำเนิดลม สามารถสร้างความเร็วลมได้ไม่เกิน 7 เมตรต่อวินาที เครื่องมือวัดความเร็วลม (Anemometers) ชุดเสาจะมีคู่มือ สำหรับติดตั้งใบกังหันลม ซึ่งจะมีเพลตาเชื่อมต่อกับชุดเครื่องมือวัดแรงบิด (Torque Transducer) สามารถวัด ความเร็วรอบ (Speed) แรงบิด (Torque) และกำลังงาน (Power) ด้วยการเบรก (Brake) เพลตาอีกด้านหนึ่งที่อยู่ตรงข้ามกับด้านที่ต่อกับเพลากังหันลม ทำการทดสอบตั้งแต่ความเร็วลมตั้งแต่ 2-6 เมตรต่อวินาที และบันทึกผลการทดสอบเพื่อนำไปวิเคราะห์

1.5.5 นำผลที่ได้มาวิเคราะห์เปรียบเทียบผล โดยการนำผลที่ได้จากการคำนวณทางทฤษฎี หรือผลทางพลศาสตร์การไหลด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์ CF-DesignV9.0 มาเปรียบเทียบกับผลที่ได้จากการทดลอง เป็นการยืนยันความแม่นยำผลเฉลยการจำลองการไหลของลมผ่านใบกังหันต้นแบบ จากนั้นเลือกต้นแบบใบกังหันลมที่ให้ประสิทธิภาพดีที่สุดนำมาออกแบบระบบส่งกำลังเปรียบเทียบกันระหว่างการออกแบบระบบส่งกำลังแบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้าขนาด 10 กิโลวัตต์ 2 ตัว กับแบบระบบส่งกำลังแบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้าขนาด 20 กิโลวัตต์ 1 ตัว เพื่อเปรียบเทียบความสามารถในการเริ่มต้นหมุนที่ความเร็วลมต่ำได้ดี ผลที่ได้จะเป็นแนวทางในการลดต้นทุนและเวลาในการออกแบบกังหันลมผลิตไฟฟ้าต่อไป

1.5.6 สรุปผลการวิจัย และทำรายงานการวิจัยเผยแพร่ผลการวิจัยในการประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย (ME-NETT) การประชุมเชิงวิชาการเครือข่ายพลังงานแห่งประเทศไทย (E-NETT) และการประชุมสัมมนาเชิงวิชาการรูปแบบพลังงานทดแทนสู่ชุมชนแห่งประเทศไทย (TREC) เป็นต้น ดังนั้น คุณภาพที่ 1.7 จะเป็นการแสดงสรุปลำดับขั้นตอน ในการดำเนินศึกษาวิจัยในภาพรวมทั้งหมด



ภาพที่ 1.7 แผนภูมิขั้นตอนในการดำเนินศึกษาวิจัย

1.6 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1.6.1 ต้นแบบใบกั้นห้ามและระบบทางกลสำหรับกั้นห้ามผลิตไฟฟ้าขนาด 20 กิโลวัตต์

1.6.2 เผยแพร่ผลการวิจัยในการประชุมวิชาการ และวารสารด้านพลังงาน

1.6.3 ส่งเสริมความมั่นคงของระบบไฟฟ้าโดยพลังงานทดแทนของประเทศ

โดยผู้ที่จะสามารถนำผลจากการวิจัยไปใช้ประโยชน์ดังนี้ หน่วยงานที่เกี่ยวข้องกับรับผิดชอบด้านพลังงานไฟฟ้า เช่น การไฟฟ้าส่วนภูมิภาค และกรมอนุรักษ์พลังงานและพลังงานทดแทน ได้ต้นแบบการติดตั้งการใช้งานกั้นห้ามผลิตไฟฟ้า ขนาด 20 กิโลวัตต์ ที่ทำงานเหมาะสมกับลมในประเทศไทย นักศึกษา นักวิชาการ ในสถานศึกษาทุกแห่งนำกั้นห้ามผลิตไฟฟ้าไปศึกษาต่อไปเพื่อการพัฒนาได้อย่างมีระบบการพัฒนาได้อย่างมีระบบ



บทที่ 2

ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

2.1 สมการพื้นฐานสำหรับการไหล

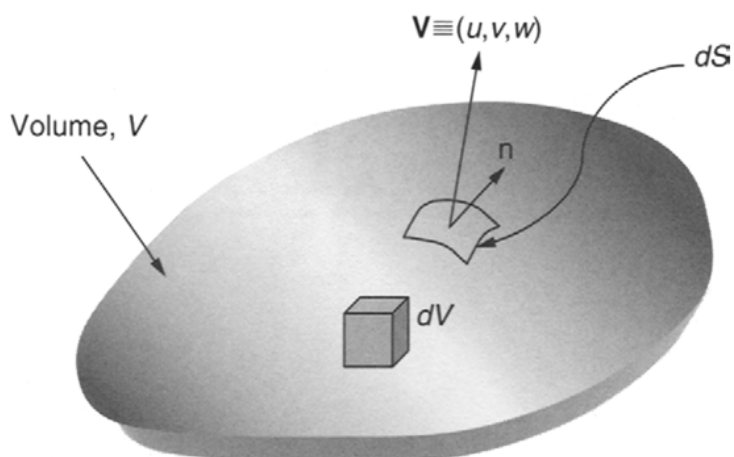
การคำนวณพลศาสตร์ของไหล (Computational Fluid Dynamics, CFD) เป็นเครื่องมือช่วยแก้ปัญหาที่ซับซ้อนที่เกี่ยวข้องกับการไหล โดยใช้ระเบียบวิธีเชิงตัวเลข (Numerical Method) คำนวณเพื่อประมวลผลเฉลยของสมการอนุพันธ์ย่อยที่มีความซับซ้อน ซึ่งมีความยุ่งยากในการหาผลเฉลยด้วยวิธีแม่นยำ หลักสำคัญในการคำนวณพลศาสตร์ของไหลต้องเกี่ยวข้องกับสมการบังคับ ซึ่งสมการบังคับพื้นฐานของพลศาสตร์ของไหลได้แก่ สมการความต่อเนื่อง (Continuity Equation) สมการโมเมนตัม (Momentum Equation) และสมการพลังงาน (Energy Equation) สมการดังกล่าวบ่งบอกถึงลักษณะทางกายภาพของของไหลและสิ่งที่เกิดขึ้นในขณะที่เกิดการไหล [5]

โดยสมการบังคับดังกล่าวได้มาจากหลักทางกายภาพ 3 หลักด้วยกัน คือ กฎการอนุรักษ์มวล (Conservation of Mass) กฎการอนุรักษ์โมเมนตัม (Conservation of Momentum) และกฎการอนุรักษ์พลังงาน (Conservation of Energy) และสมการบังคับที่ได้จะอยู่ในรูปของสมการอนุพันธ์ย่อยที่จะอธิบายปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้น หลังจากนั้นใช้ระเบียบวิธีเชิงตัวเลขประมาณผลเฉลยของสมการอนุพันธ์ สำหรับระเบียบวิธีเชิงตัวเลขที่ใช้กันโดยทั่วไป ได้แก่ ระเบียบวิธีผลต่างสี่เหลี่ยม (Finite Difference) ระเบียบวิธีจำกัดมูลฐาน (Finite Element) และระเบียบวิธีปริมาตรสี่เหลี่ยม (Finite Volume) [5]

2.1.1 กฎการอนุรักษ์มวล (Conservation of Mass) พิจารณาที่ปริมาตรควบคุมของไหลต่อเนื่องในสนามการไหล ตาม ภาพที่ 2.1 การส่งถ่ายมวล เข้า-ออก ปริมาตรควบคุม จะเป็นไปตามหลักการอนุรักษ์มวล คือ อัตราการเปลี่ยนแปลงมวลภายในปริมาตรควบคุม เท่ากับ อัตราการไหลสุทธิของมวลที่ไหลผ่านพื้นผิวควบคุมได้ตามสมการที่ (2.1) [5]

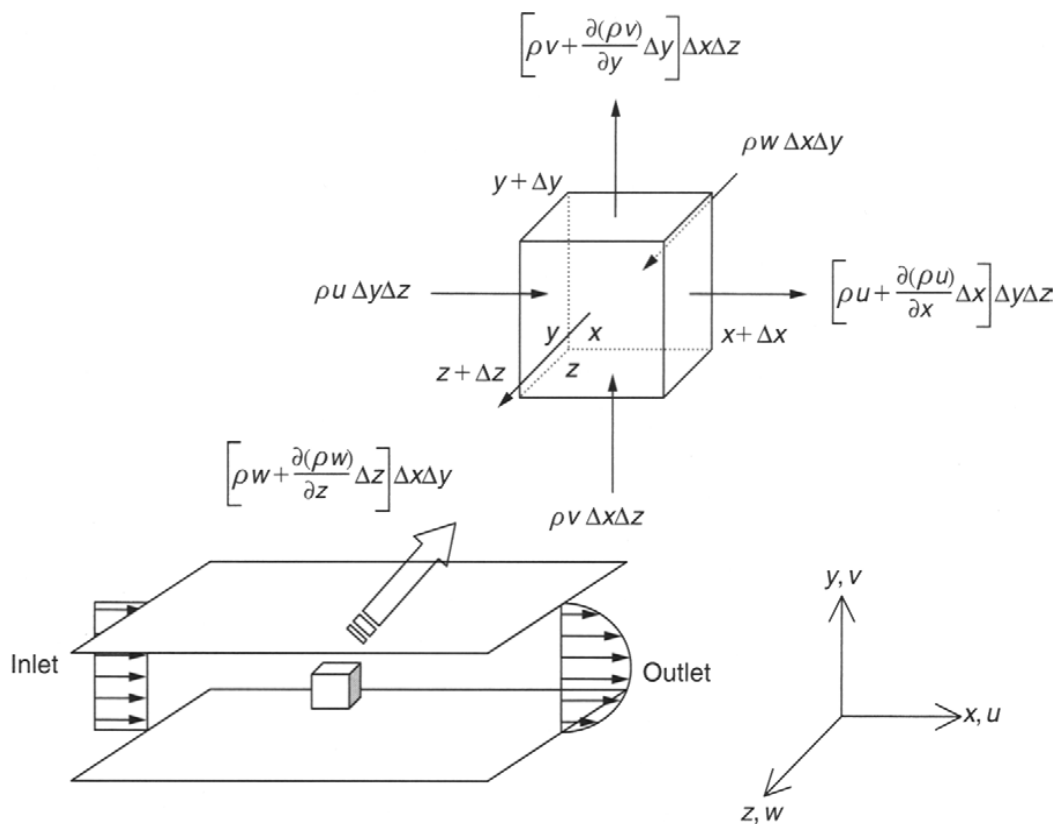
$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{V}) = 0 \quad (2.1)$$

สมการที่ (2.1) มีชื่อเรียกว่า สมการต่อเนื่อง (Continuity Equation) เมื่อพิจารณาการไหลให้เป็นแบบการไหลอัดตัวไม่ได้ (Incompressible Flow) พบว่า ความหนาแน่นของของไหลคงที่จะได้สมการต่อเนื่อง เป็น $\nabla \cdot \mathbf{V} = 0$ [5]



ภาพที่ 2.1 พื้นที่ปริมาตรควบคุม [7]

จากสมการที่ (2.1) เป็นสมการของกฎการอนุรักษ์มวล ในระบบพิกัดฉาก x, y, z ตามภาพที่ 2.2 สามารถเขียนได้ดังนี้ตามสมการที่ (2.2)

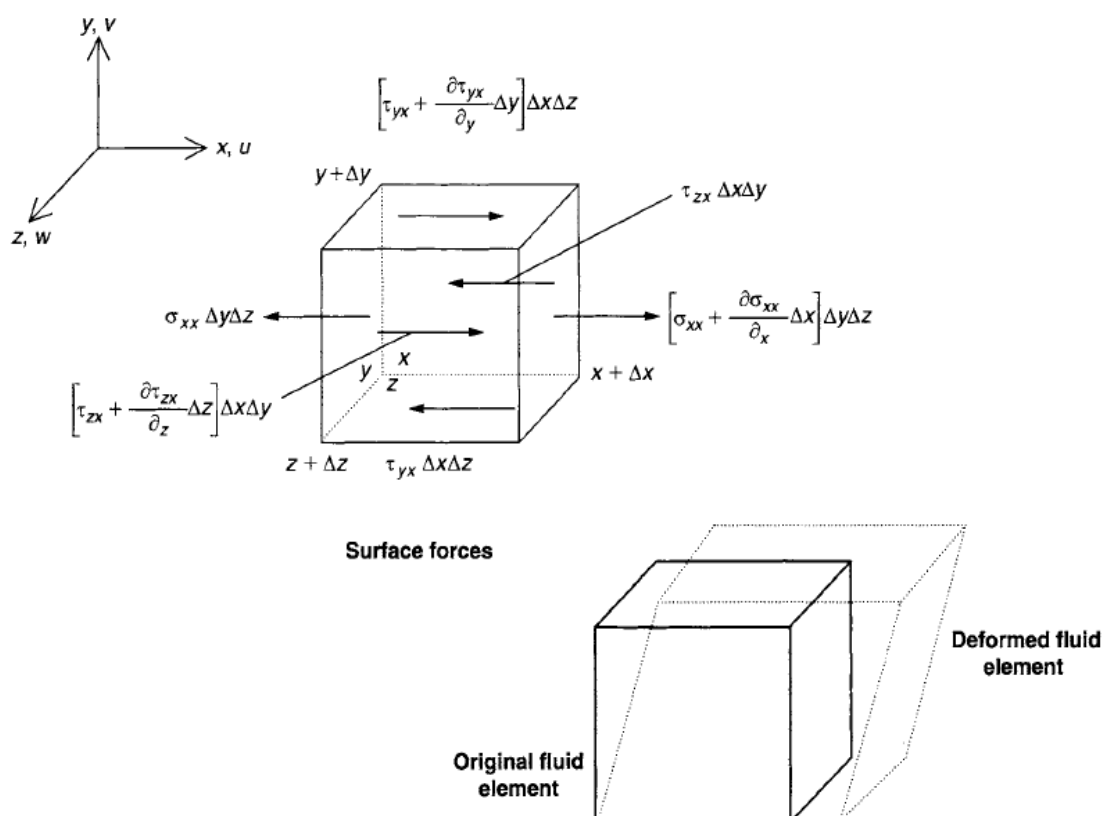


ภาพที่ 2.2 การไหลต่อเนื่องในปริมาตรควบคุมของระบบพิกัดฉาก [7]

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (2.2)$$

โดยที่ ρ คือ ความหนาแน่นของของไหล u, v, w คือ ความเร็วย่อยในแนวแกน x, y, z และ t คือ เวลา

2.1.2 กฎการอนุรักษ์โมเมนตัม (Conservation of Momentum) หลักการเป็นการประยุกต์ใช้กฎข้อที่ 2 ของนิวตัน และเมื่อพิจารณาปริมาตรควบคุมจะได้ว่า อัตราการเปลี่ยนแปลงสุทธิของโมเมนตัมของปริมาตรเท่ากับผลรวมของอัตราการเปลี่ยนแปลงโมเมนตัมภายในปริมาตรควบคุมกับโมเมนตัมสุทธิที่ไหลผ่านผิวควบคุม รูปภาพที่ 2.3 แรงลัพธ์สุทธิที่กระทำต่อหน่วยปริมาตรควบคุมแบ่งเป็น 2 ชนิด คือ ชนิด 1 เป็นแรงเนื่องจากสนามดึงดูด (Field Force) ซึ่งได้แก่ แรงโน้มถ่วงของโลก (Body Force) และแรงเนื่องจากสนามแม่เหล็กไฟฟ้า ชนิดที่ 2 เป็นแรงกระทำที่ผิว (Surface Force) ซึ่งแบ่งออกได้เป็น แรงในแนวตั้งฉาก ได้แก่ ความดัน ความเค้นอัดหรือดึง และแรงในแนวขนานกับผิว ได้แก่ ความเค้นเฉือน ดังนี้



ภาพที่ 2.3 แรงที่กระทำบนพื้นผิวในปริมาตรควบคุมของระบบพิกัดฉาก [7]

จากภาพที่ 2.3 ระหว่างมวลและความเร่งทุกองค์ประกอบที่เกิดขึ้นมีขนาดเท่ากัน ในรูปแบบที่เหมือนกัน สมการโมเมนตัม ตามแนวแกน X , Y และ Z สามารถเขียนได้ตามสมการที่ (2.3) ถึง (2.5)

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \nu \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \quad (2.3)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \nu \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \nu \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \quad (2.4)$$

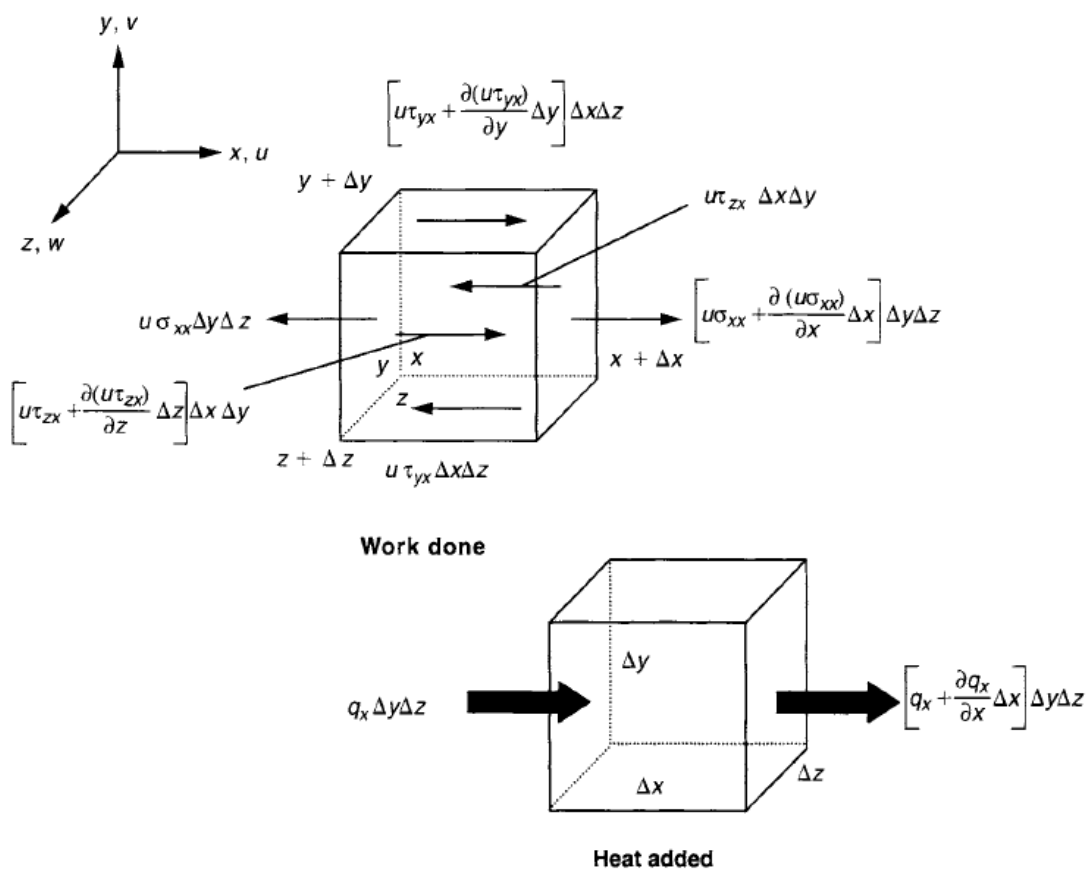
$$\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \nu \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \quad (2.5)$$

จากสมการที่ (2.3) ถึง (2.5) มาจากกฎข้อที่ 2 ของนิวตัน เมื่อ $\nu = \mu/\rho$ เป็นความหนืดเปรียบเทียบ (Kinematic Viscosity) p คือ ความดันรวม และ t คือ เวลา เรียกสมการ กฎการอนุรักษ์โมเมนตัม นี้ว่าสมการ นาเวียร์- สโตคส์ (Navier-Stokes Equation)

2.1.3 กฎการอนุรักษ์พลังงาน (Conservation of Energy) สมการสำหรับการอนุรักษ์พลังงาน ได้มาจากการพิจารณาของ กฎข้อที่ 1 ของเทอร์โมไดนามิกส์ (First Law of Thermodynamics) พลังงานจะไม่สามารถสร้างขึ้นหรือถูกทำลายได้ หมายความว่า พลังงานทั้งหมดที่มีอยู่เกิดจากการเปลี่ยนรูปของพลังงานจากรูปหนึ่งไปเป็นอีกรูปหนึ่ง ในกรณีการไหลแบบคงตัวงานภายนอกที่กระทำกับระบบใดๆ รวมกับพลังงานความร้อนที่ถ่ายเทเข้าหรือออกจากระบบ ย่อมมีค่าเท่ากับอัตราการเปลี่ยนแปลงของพลังงานของระบบ ดังภาพที่ 2.4 อัตราของงานที่ทำและความร้อน ที่เพิ่มเข้าไปในทิศทาง y และ z โดยอัตราโนมิติ จากการวิเคราะห์ตามทิศทางตามแกน x ได้ตามสมการที่ (2.6)

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = \frac{k}{\rho C_p} \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{k}{\rho C_p} \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{k}{\rho C_p} \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \quad (2.6)$$

โดยที่ T คือ อุณหภูมิ ρ คือ ความหนาแน่นของของไหล k คือ ค่าคงที่การนำความร้อน C_p คือ ความร้อนจำเพาะ u, v, w คือ ความเร็วย่อยในแนวแกน x, y, z และ t คือ เวลา



ภาพที่ 2.4 งานจากแรงบนพื้นผิวของไหลในปริมาตรควบคุมของระบบพิกัดฉาก [7]

สำหรับการวิเคราะห์การไหลของอากาศผ่านใบกังหันลมผลิตไฟฟ้า จะไม่คำนึงถึงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิ ขณะเกิดการไหล ดังนั้นจึงใช้เพียงกฎการอนุรักษ์มวลและกฎอนุรักษ์โมเมนตัม เพื่ออธิบายปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้น

2.2 พลังงานลม

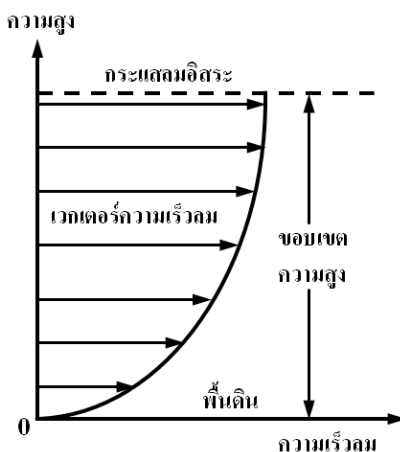
พลังงานลม (Wind Energy) คือ พลังงานที่เกิดจากการเคลื่อนตัวของมวลอากาศที่มีความแตกต่างทางด้านอุณหภูมิ ความกดดันของอากาศ และแรงจากการหมุนของโลก อากาศรับความร้อนจากดวงอาทิตย์ที่แผ่รังสีความร้อนมายังโลกแต่ละตำแหน่งบนพื้นโลกได้รับปริมาณความร้อนไม่เท่ากัน ทำให้เกิดความแตกต่างของอุณหภูมิและความกดอากาศบริเวณใดที่อากาศมีอุณหภูมิสูงความกดอากาศจะต่ำ อากาศบริเวณนั้นก็จะลอยตัวสูงขึ้นส่วนบริเวณที่อากาศมีอุณหภูมิต่ำความกดอากาศจะสูงกว่าจะเคลื่อนที่เข้ามาแทนที่การเคลื่อนที่ของมวลอากาศทำให้เกิด “ลม” (Wind) พลังงานแสงอาทิตย์ที่ตกกระทบในภาคตัดขวางของโลกประมาณ 178,000 ล้านล้านวัตต์ มีเพียง

0.2 เฟอร์เซนต์ เท่านั้นที่ก่อให้เกิดพลังงานลม และส่วนนี้ก็ยังเป็นผลให้เกิดคลื่นในมหาสมุทรด้วย จากการเคลื่อนที่ของมวลอากาศนี้ทำให้เกิดเป็นพลังงานจลน์ (Kinetic Energy) รูปหนึ่งที่สามารถนำมาประยุกต์ใช้งานได้

การกลับมาเกิดใหม่ของพลังงานลมซึ่งเป็นแหล่งพลังงานที่สำคัญของโลกจะต้องจัดอันดับให้เป็นหนึ่งในการพัฒนาที่สำคัญของปลายศตวรรษที่ 20 นับจากการถือกำเนิดของรถจักรไอน้ำ ตามมาด้วยการปรากฏตัวขึ้น ของเทคโนโลยีอื่นๆ สำหรับการแปลงพลังงานจากเชื้อเพลิง ฟอสซิล (Fossil Fuels) เพื่อนำพลังงานที่ได้มาใช้ประโยชน์ที่ดูเหมือนจะมีการคัดค้านขยับไล่ตลอด บทบาทของลมในการผลิตพลังงานความเป็นจริงเป็นสิ่งที่เกิดขึ้นนานแล้ว ตั้งแต่ช่วงกลางทศวรรษ 1950 ถึงช่วงปลายทศวรรษ 1960 โดยในต้นปี 1990 จะเห็นได้ชัดว่าอุตสาหกรรมพลังงานลมมีการฟื้นตัวอย่างแข็งแกร่งทั่วโลก มีกำลังการผลิตเพิ่มขึ้นมากกว่า 5 เท่า นอกจากนี้ยังมีการเปลี่ยนแปลงขนาดกังหันลมผลิตไฟฟ้าเมกะวัตต์ใหญ่ลงมา และช่วงเริ่มต้นของศตวรรษที่ 21 แนวโน้มนี้มีมากขึ้นอย่างต่อเนื่อง โดยเฉพาะประเทศในยุโรป และมีผู้ผลิตชั้นนำเพิ่มมากขึ้นโดยผ่านทางนโยบายของรัฐบาลมุ่งเน้นการพัฒนาพลังงานในประเทศอย่างยั่งยืน และลดการปล่อยก๊าซมลพิษ

จากข้อดีของพลังงานลมเป็นแหล่งพลังงานสะอาดที่มีอยู่ตามธรรมชาติโดยทั่วไปไม่ก่อให้เกิดมลพิษต่อสิ่งแวดล้อมสามารถนำมาใช้ประโยชน์ได้อย่างไม่รู้จักหมดสิ้นถ้าโลกยังคงหมุนและมีแสงอาทิตย์อยู่ไม่ต้องเสียค่าใช้จ่ายในการซื้อหาและไม่ต้องนำเข้าจากต่างประเทศเหมือนกับน้ำมันเชื้อเพลิง ดังนั้นเราจึงต้องหาอุปกรณ์ที่จะเปลี่ยนพลังงานจลน์ของลมให้มาเป็น พลังงานกลและพลังงานไฟฟ้าที่ได้รับความนิยมและเป็นที่ยอมรับอยู่ในขณะนี้ถือว่าเป็นเครื่องจักรที่มีประสิทธิภาพสูงสุด มีชื่อเรียกว่า “กังหันลม” (Wind Turbine) สามารถประยุกต์ใช้เทคโนโลยีพลังงานลมร่วมกับพลังงานอื่นๆ เพื่อความมั่นคงในการผลิตไฟฟ้าได้

กังหันลมจะใช้ประโยชน์จากลมที่อยู่ใกล้ผิวโลก หรือที่เรียกว่าลมผิวพื้น หมายถึงลมที่พัดในบริเวณผิวพื้นโลกภายใต้ความสูงประมาณ 1 กิโลเมตรเหนือพื้นผิวดิน เป็นบริเวณที่มีการคลุกเคล้าของอากาศ และมีแรงเสียดทานอันเกิดจากแรงปะทะกับสิ่งกีดขวางในระดับต่ำ แต่ที่ระดับความสูงมากกว่า 10 เมตร ขึ้นไปแรงเสียดทานจะค่อยลดลงตามลำดับความสูง ทำให้ความเร็วลมเพิ่มขึ้นตามลำดับ แสดงไว้ใน ภาพที่ 2.5 จนกระทั่งที่ระดับความสูงใกล้ 1 กิโลเมตร เกือบจะไม่มีแรงเสียดทาน ความเร็วลมเปลี่ยนแปลงตามความสูง และสภาพภูมิประเทศ เช่น เดียวกันกับทิศทางของลม จากประสบการณ์ที่ผ่านมาพบว่า กังหันลมจะทำงานได้ดีหรือไม่นั้น จะขึ้นอยู่กับตัวแปรสองตัวนี้ที่ความเร็วลมเท่าๆ กันแต่มีทิศทางลมที่แตกต่างกัน เมื่อพุ่งเข้าหาแกนหมุนของกังหันลมแล้วจะส่งผลต่อแรงบิดของกังหันลม คือ แรงลัพธ์ที่ออกจากกังหันลมจะแตกต่างกัน [8]



ภาพที่ 2.5 ความเร็วของลมในชั้นบรรยากาศ [8]

ดังนั้นกำลังงานจากลม เป็นพลังงานจากการเคลื่อนที่ของวัตถุขึ้นอยู่กับสองตัวแปรได้แก่ มวล (m_a) และความเร็ว (V_∞) ถ้ามวลของอากาศคงที่ ดังนั้นพลังงานลมจึงแปรผันตามความเร็วของลม สามารถเขียนสมการพลังงานของลมได้ในรูปของพลังงานจลน์ (Kinetic Energy) ของลมที่เคลื่อนที่ไป เขียนได้ตามสมการที่ (2.7)

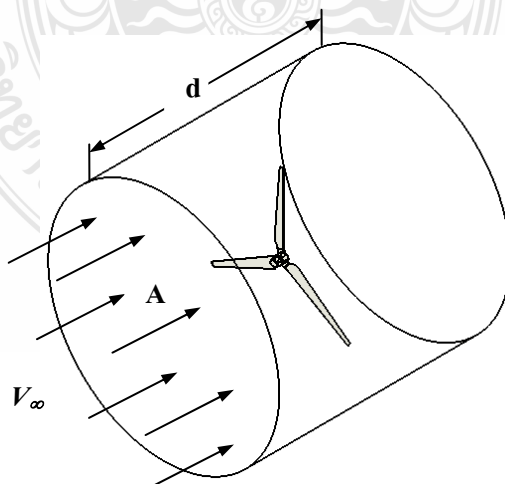
$$E_K = \frac{1}{2} m_a V_\infty^2 \tag{2.7}$$

โดยที่

E_K = พลังงานจลน์ (จูล)

m_a = มวลของอากาศ (กิโลกรัม)

V_∞ = ความเร็วลม (เมตรต่อวินาที)



ภาพที่ 2.6 ลักษณะการเคลื่อนที่ของมวลอากาศ [9]

มวลของลมที่เคลื่อนที่ไปดูจาก ภาพที่ 2.6 แสดงลักษณะการเคลื่อนที่ของมวลของลม ด้วยความเร็ว (V_∞) ไหลผ่านพื้นที่หน้าตัด (A) และเคลื่อนที่ไปเป็นระยะทาง (d) ดังนั้น มวลของอากาศสามารถคำนวณได้จาก ความหนาแน่นของอากาศ (ρ_a) คูณด้วยปริมาตร ($A \times d$)

กำลังงานจากลม (Power Air) คือ งานที่ลมทำได้ต่อหนึ่งหน่วยเวลา กำลังงานจากลม จึงเป็นไปตามสมการที่ (2.8)

$$P_a = \frac{1}{2} \rho_a A V_\infty^3 \quad (2.8)$$

โดยที่

- P_a = กำลังงานที่ได้จากลม (วัตต์)
- ρ_a = ความหนาแน่นอากาศ (กิโลกรัมต่อลูกบาศก์เมตร)
- A = พื้นที่หน้าตัด (ตารางเมตร)
- V_∞ = ความเร็วลม (เมตรต่อวินาที)

ดังนั้นจากสมการที่ (2.8) จะเห็นได้ว่ากำลังงานของลมจะมาก หรือน้อยขึ้นอยู่กับความเร็วของลมและพื้นที่หน้าตัดที่รับลม โดยจะพิจารณาความเร็วของลมเป็นหลักเนื่องจากกำลังงานของลมนั้นแปรผันตามความเร็วลมยกกำลังสาม กำลังงานจากกังหันลม (Power Wind Turbine) สำหรับค่ากำลังงานเฉลี่ยของกังหันลมสามารถหาได้จากสมการที่ (2.9)

$$P_w = \frac{1}{2} \rho_a A V_\infty^3 \eta \quad (2.9)$$

โดยที่

- P_w = กำลังงานที่ได้จากกังหันลม (วัตต์)
- ρ_a = ความหนาแน่นของอากาศ (กิโลกรัมต่อลูกบาศก์เมตร)
- A = พื้นที่กวาดของใบพัด (ตารางเมตร)
- V_∞ = ความเร็วลมเข้าใบพัด (เมตรต่อวินาที)
- η = ค่าประสิทธิภาพของกังหันลม

จากสมการที่ (2.9) จะเห็นได้ว่ากำลังงานของกังหันลม จะมีการคิดค่าประสิทธิภาพของกังหันลมด้วย ซึ่งในทางปฏิบัติจริงแล้วยังมีค่าความสูญเสีย (Losses) ในส่วนต่างๆ ของระบบอีกหลายส่วน เช่น ใบกังหันลม ระบบส่งกำลัง และเครื่องกำเนิดไฟฟ้า เป็นต้น ซึ่งทำให้เมื่อมีการใช้งานจริงๆ มีประสิทธิภาพในการทำงานแค่ 35 เปอร์เซ็นต์ เท่านั้นเอง

2.3 สัมประสิทธิ์กำลังของกังหันลม

การวิเคราะห์ค่าสัมประสิทธิ์กำลังงานของกังหันลมนั้นเรียกว่าค่า C_p , (Power Coefficient) โดยจะได้จากการเปรียบเทียบระหว่างกำลังงานที่ได้จากกังหันลมได้ดึงเอาไว้ หรือกำลังงานที่กังหันลมผลิตได้ P_w , (Power Wind Turbine) เปรียบเทียบกับกำลังงานจากลมที่สมควรจะได้จริงจากลมที่มีการไหลอิสระ P_a , (Power Air) ถ้าวิเคราะห์ทางกลก็ คือ กำลังงานเท่ากับพลังงานที่ผลิตได้ต่อพลังงานที่ป้อนเข้าให้สู่ระบบนั่นเองในทางวิศวกรรมกังหันลมแล้วนั้น เราสามารถหาค่าประสิทธิภาพสูงสุดของใบกังหันลมได้จาก สัมประสิทธิ์กำลังเป็นอัตราส่วนของกำลังงานที่ได้ออกมาจากกังหันลมต่อกำลังงานของลม หรือหมายถึงประสิทธิภาพของกังหันลมในการเปลี่ยนพลังงานลมเป็นพลังงานกล หรือพลังงานไฟฟ้า เป็นไปตามสมการที่ (2.10)

$$C_p = \frac{P_w}{P_a} = \frac{P_w}{\frac{1}{2} \rho_a A V_\infty^3} \quad (2.10)$$

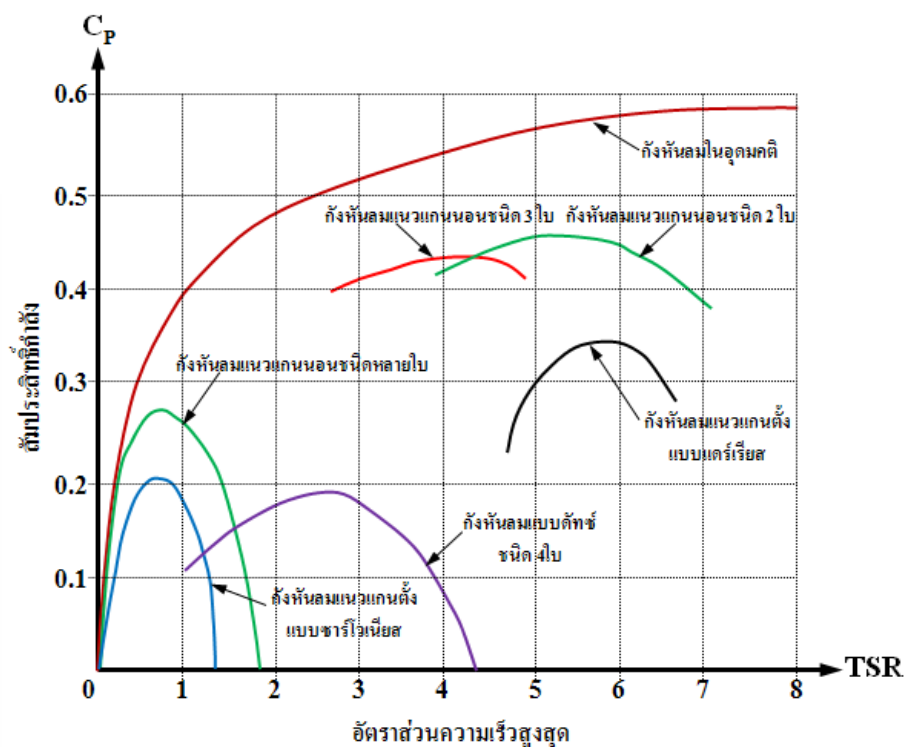
โดยที่

C_p = สัมประสิทธิ์กำลังงานของกังหันลม

P_w = กำลังงานจากกังหันลม (วัตต์)

P_a = กำลังงานจากลม (วัตต์)

จากสมการที่ (2.10) จะทราบได้ว่าค่าประสิทธิภาพสูงสุดของกังหันลม ซึ่งเราเรียกว่า $C_{P_{Max}}$ นั้นจะมีค่าไม่เกิน 0.5926 หรือ 16/27 นั่น คือ ถ้าลมให้พลังงาน 100 เปอร์เซ็นต์ กังหันที่ดีที่สุดจะทำการเปลี่ยนรูปเป็นพลังงานทางกลได้สูงสุดไม่เกิน 59.26 เปอร์เซ็นต์ เนื่องด้วยปัจจัยหลาย ๆ อย่างที่ทำให้เกิดการสูญเสียพลังงานไป เช่น การหมุนหาทิศทางลม การสูญเสียในเกียร์ทดรอบ และเครื่องกำเนิดไฟฟ้า เป็นต้น



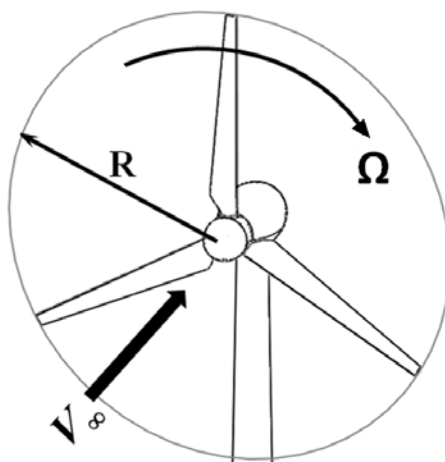
ภาพที่ 2.7 สัมประสิทธิ์กำลังของกังหันลมชนิดต่างๆ [9]

จากภาพที่ 2.7 แสดงให้เห็นถึงสัมประสิทธิ์กำลังของกังหันลมชนิดต่างๆ ว่าไม่มีกังหันลมชนิดใดที่สามารถออกแบบให้มีประสิทธิภาพได้ถึง 45 เปอร์เซ็นต์ ด้วยซ้ำไปแต่อย่างไรก็ตามถ้าเราสามารถออกแบบชุดกังหันลมให้มีประสิทธิภาพรวมได้ถึง 30-35 เปอร์เซ็นต์ ก็ถือว่าประสบความสำเร็จเป็นอย่างสูงแล้วเนื่องจากกังหันลมผลิตไฟฟ้าเป็นเครื่องจักรที่ไม่ใช้การสันดาปเหมือนกับเครื่องยนต์ความร้อน ทำให้ไฟฟ้าที่ได้จากกังหันลมจะเป็นพลังงานที่สะอาดและจะไม่มีวันหมดไปเหมือนพลังงานจากเชื้อเพลิงสารไฮโดรคาร์บอนที่จำเป็นต้องใช้การเผาไหม้ในการได้งานมานั่นเอง ดังนั้นการออกแบบระบบทางกลให้กับกังหันลมจึงต้องคำนึงถึงความเหมาะสมกับศักยภาพแหล่งลมในแต่ละพื้นที่ด้วย

2.4 อัตราส่วนความเร็วสูงสุด

อัตราส่วนความเร็วสูงสุด (Tip Speed Ratio) เป็นอัตราส่วนระหว่างความเร็วในการหมุนที่ปลายใบกังหัน (Tip Speed) ในขณะที่กังหันผลิตกำลังไฟฟ้าออกมาได้สูงสุด ต่อความเร็วลมที่มาปะทะใบกังหันในขณะที่กังหันผลิตกำลังไฟฟ้าออกมาได้สูงสุด โดยที่ความเร็วลมที่มาปะทะใบกังหันนั้นจะเป็นความเร็วลมที่เราต้องการเพื่อให้กังหันผลิตกระแสไฟฟ้าออกมาได้มากที่สุด อัตราเร็ว

ณ จุดต่างๆ บนใบกังหันลมเพิ่มขึ้นเมื่อจุดนั้นอยู่ห่างจากจุดศูนย์กลางมากขึ้น ทำให้ที่จุดปลายใบของกังหันลมมีอัตราความเร็วสูงสุด เรียกว่า อัตราส่วนความเร็วสูงสุด จะใช้ อักษรย่อว่า TSR หาได้จากสมการที่ (2.11) ถ้าค่า TSR มีค่าสูงโดยทั่วไปจะบอกได้ว่าใบมีประสิทธิภาพสูง แต่นั่นก็หมายถึงใบจะต้องการโครงสร้างที่แข็งแรงกว่าเดิม และมีเสียงดังมากขึ้นเวลาที่ใบทำงาน ส่วนค่า TSR ในการออกแบบส่วนมากแล้วก็กำหนดไว้ประมาณ 6-8 จากภาพที่ 2.8 จะแสดงที่มาตัวแปรต่างๆ ของอัตราส่วนความเร็วรอบกังหันต่อความเร็วลมที่มาปะทะใบกังหันลม



ภาพที่ 2.8 อัตราส่วนความเร็วสูงสุด [10]

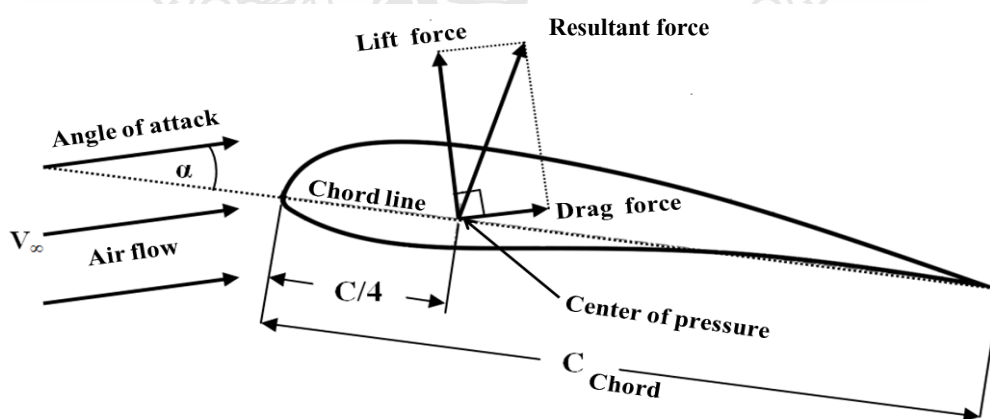
จากภาพที่ 2.8 อัตราความเร็วสูงสุด (TSR) เป็นตัวแปรที่มีความสำคัญ อีกตัวหนึ่ง ในการออกแบบใบกังหันลมผลิตไฟฟ้า ดังนั้นในการออกแบบใบกังหันลมจึงต้องกำหนดค่า อัตราความเร็วสูงสุด ให้เหมาะสมที่สุด เพื่อให้ได้พลังงานจากลมมากที่สุด ค่า TSR มากกว่า 1 แสดงว่า ใบกังหันลมหมุนเร็วกว่าความเร็วลม แต่ถ้าหาก TSR น้อยกว่า 1 ใบกังหันลมหมุนช้ากว่าความเร็วลม เพราะว่ามีแรงจุดหรือแรงต้านที่ใบกังหันมาก ซึ่งกังหันลมสมัยเก่าจะมีค่า TSR ประมาณเท่ากับ 1 แต่สมัยใหม่สามารถสร้างค่า TSR ได้มากกว่า 5 อัตราความเร็วสูงสุด เป็นตัวบอกค่ากำลังงานที่ได้สูงสุด และประสิทธิภาพสูงสุดของกังหันลมผลิตไฟฟ้า

$$TSR = \frac{U}{V_{\infty}} = \frac{\Omega R}{V_{\infty}} = \frac{2\pi NR}{V_{\infty} 60} \quad (2.11)$$

โดยที่	$TSR =$ อัตราส่วนความเร็วสูงสุด (Tip Speed Ratio)
	$U =$ ความเร็วสัมพัทธ์ (เมตรต่อวินาที)
	$V_\infty =$ ความเร็วลมที่มาปะทะ (เมตรต่อวินาที)
	$\Omega =$ ความเร็วเชิงมุม (เรเดียนต่อวินาที)
	$N =$ ความเร็วรอบของกังหันลม (รอบต่อนาที)
	$R =$ รัศมีของใบกังหัน (เมตร)

2.5 การเกิดแรงของแพนอากาศ (Air foil)

แพนของอากาศ (Airfoil) จะถูกนิยามเป็นวัตถุที่มีรูปร่างเพริยตามกระแสการไหล ซึ่งออกแบบเพื่อทำให้เกิดแรงยกขึ้น วัตถุรูปร่างอื่นที่ทำให้เกิดแรงยกนอกเหนือจากแพนอากาศ จะได้แก่ แผ่นตัดโค้ง (Hydrofoil) เมื่อแพนอากาศเคลื่อนที่ผ่านของไหล หรือของไหลไหลผ่านแพนอากาศที่มุมปะทะ (Angle of Attack) ค่าหนึ่ง ของไหลจะแยกเคลื่อนที่ผ่านผิวด้านบน และด้านล่าง หากมุมปะทะมีค่าเป็นบวก และยังมีค่าไม่สูงถึงค่าที่กำหนดให้เกิดปรากฏการณ์การแยกขึ้นของไหล จะเคลื่อนที่บนผิวด้านบน ของแพนอากาศ ด้วยความเร็วสูงกว่าผิวด้านล่าง ของแพนอากาศ ทำให้ความดันที่ผิวด้านล่าง ของแพนอากาศมีค่าสูงกว่าความดัน ที่ผิวด้านบนของแพนอากาศ ผลลัพธ์ของความดันแตกต่างระหว่างผิวทั้งสองด้าน ของแพนอากาศ จะทำให้เกิดเป็นแรงกระทำต่อ แพนอากาศ ดูจากภาพที่ 2.9 จะแสดงลักษณะการเกิดขึ้นของแรงยก (Lift Force) และแรงผลึก (Drag Force)



ภาพที่ 2.9 การเกิดแรงยกและแรงผลึกบนแพนอากาศ [11]

จากภาพที่ 2.9 การเกิดขึ้นของแรงยก (Lift Force) หมายถึง แรงที่กระทำต่อแพนอากาศแรงดังกล่าวที่อยู่ในทิศที่ตั้งฉากกับการไหลของอากาศ แทนด้วยสัญลักษณ์ L การเกิดขึ้นของแรงผลึก (Drag Force) หมายถึง แรงเสียดทานที่เกิดขึ้นบนผิวทั้งสองด้านของแพนอากาศซึ่งเกิดจากความเค้นเฉือนที่ผิว และแรงจากค่าความดันแตกต่างที่อยู่ในทิศที่ขนานกับการไหล แทนด้วยสัญลักษณ์ D ค่าแรงต่างดังที่กล่าวมาจะได้จากการทดสอบแพนอากาศดังกล่าวในอุโมงค์ลม ซึ่งมักจะแสดงค่าแรงยก และแรงผลึก อยู่ในรูปของสัมประสิทธิ์แรงยก (Lift Coefficient) แทนด้วยสัญลักษณ์ C_L และสัมประสิทธิ์แรงผลึก (Drag Coefficient) แทนด้วยสัญลักษณ์ C_D โดยที่นิยามของค่าสัมประสิทธิ์ทั้งสองจะเขียนได้ดังสมการที่ (2.12) และ (2.13) ตามลำดับ

$$C_L = \frac{L}{\frac{1}{2} \rho_a A V_\infty^2} \quad (2.12)$$

$$C_D = \frac{D}{\frac{1}{2} \rho_a A V_\infty^2} \quad (2.13)$$

โดยที่

C_L = สัมประสิทธิ์แรงยก (Lift Coefficient)

C_D = สัมประสิทธิ์แรงผลึก (Drag Coefficient)

L = แรงยก (นิวตัน)

D = แรงผลึก (นิวตัน)

ρ_a = ความหนาแน่นของอากาศ (กิโลกรัมต่อลูกบาศก์เมตร)

A = พื้นที่กวาดของใบพัด (ตารางเมตร)

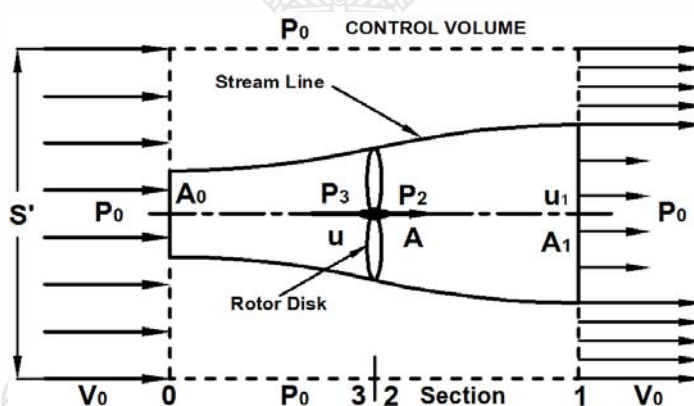
V_∞ = ความเร็วลมเข้าใบพัด (เมตรต่อวินาที)

2.6 การออกแบบกังหันลมโดยใช้ทฤษฎีโมเมนตัม (Momentum Theory: MT)

ในการศึกษาพลังงานจากลมที่นำสู่การคำนวณที่จำเป็นต้องใช้โดยทั่วไป ในการนำมาคำนวณหาประสิทธิภาพของกังหันลม โดยใช้ทฤษฎีของหลักการที่เรียกว่า “Momentum Theory” โดยศึกษารายละเอียดของการวิเคราะห์ตามหลักการได้ ซึ่งในการออกแบบใบกังหันลมผลิตไฟฟ้าในใบกังหันลมผลิตไฟฟ้าย่อมมีความสำคัญเป็นอย่างยิ่งในการคัดเลือกขนาดต่างที่เหมาะสมต่อการทำงานของทั้งระบบกังหันลมผลิตไฟฟ้า ซึ่งหากการออกแบบมีความผิดพลาด สูงก็ย่อมทำให้การทำงานของกังหันลมผลิตไฟฟ้าผิดพลาด และอาจเกิดการเสียหายตามมาได้ ดู ภาพที่ 2.10 แสดงหลักการของ

กั้นแนวแกนอนตามทฤษฎีโมเมนตัม (Momentum Theory) ทฤษฎีการวิเคราะห์โดยใช้หลักการของทฤษฎีโมเมนตัม (Momentum Theory) ในเบื้องต้นจะต้องทำการตั้งสมมติฐาน (Assumption) ขึ้นมาก่อนดังนี้

- ลมที่พัดเข้ามาเพื่อทำการวิเคราะห์ จะต้องมีกรไหลที่สม่ำเสมอต่อเนื่อง (Steady, Homogeneous Wind Flow)
- ไม่มีสิ่งกีดขวางการไหลของทางเข้า และทางออกของอุโมงค์ที่ใช้ในการทดสอบ (No Obstruction to Wind Flow Either Upstream or Downstream)
- การเคลื่อนที่ของลมไม่มีการปั่นป่วนที่ตัวใบกังหันลม (Uniform Flow Velocity at Rotor)
- ลมที่ไหลเข้ามาวิเคราะห์ต้องคิดว่าเป็นของไหลที่อัดตัวไม่ได้ (Incompressible Wind Flow) จึงไม่มีผลในเรื่องของอุณหภูมิ (Temperature Effect) มาเกี่ยวข้องในการวิเคราะห์



ภาพที่ 2.10 หลักการของทฤษฎีโมเมนตัม [11]

วิเคราะห์ จากภาพที่ 2.10 มีตัวแปรใดบ้างที่จำเป็นต้องใช้ในการวิเคราะห์กังหันลมทุกๆ ชนิดตัวแปรต่างๆ ที่จำเป็นต้องทราบ คือ S' เท่ากับพื้นที่หน้าตัดทั้งหมดที่เราใช้อยู่ในขอบเขตของการวิเคราะห์ปริมาตรทั้งหมดของระบบ (Control Volume)

V_0 คือ ความเร็วลมทางด้านเข้าและทางด้านออกของ Control Volume (เมตรต่อวินาที)

u คือ ความเร็วลมก่อนเข้าถึงด้านหน้าของใบกังหันหรือแผ่นดิสก์ที่ใช้ในการวิเคราะห์ (เมตรต่อวินาที)

u_1 คือ ความเร็วลมหลังจากผ่านตัวใบกังหันหรือแผ่นดิสก์ทดสอบ (เมตรต่อวินาที)

P_0 คือ ความดันบรรยากาศทั่วๆ ไป (นิวตันต่อตารางเมตร)

P_2 คือ ความดันของอากาศที่ไหลผ่านตัวใบกังหันแล้ว (นิวตันต่อตารางเมตร)

- P_3 คือ ความดันของอากาศก่อนที่จะปะทะตัวใบกังหัน (นิวตันต่อตารางเมตร)
 A คือ พื้นที่หน้าตัดของตัวใบกังหัน (ตารางเมตร)
 A_0 คือ พื้นที่หน้าตัดทางเข้าของอุโมงค์ลมที่ใช้ในการวิเคราะห์ (ตารางเมตร)
 A_1 คือ พื้นที่หน้าตัดทางออกของอุโมงค์ลมที่ใช้ในการวิเคราะห์ (ตารางเมตร)
 Q คือ อัตราการไหลของอากาศที่ใช้ในการวิเคราะห์ (ลูกบาศก์เมตรต่อวินาที)

ในการวิเคราะห์ทฤษฎีของทฤษฎีโมเมนตัม นั้นเราสมมุติว่าความหนาแน่นของอากาศที่อุณหภูมิห้องฟ้าปกติมีค่าความหนาแน่นเท่ากับ 1.225 กิโลกรัมต่อลูกบาศก์เมตร และจากกฎของการไหลแบบต่อเนื่อง (Continuity Equation) นั้นการไหลต้องเท่ากันทั้งระบบ นั่นคือ $Q=AV$ จะได้ $V_0A_0=uA=u_1A_1$ และจากกฎของเบอร์นูลลี (Bernoulli's Principle) โดยวิเคราะห์ในส่วนของความดันอย่างเดียวยังแต่ส่วนที่ 0 ถึงส่วนที่ 3 และจากส่วนที่ 2 ถึงส่วนที่ 1 ของ จากภาพที่ 2.10 กล่าวถึงตัวแปรที่จำเป็นต้องใช้ในการวิเคราะห์กังหันลมทุกๆ ชนิด ซึ่งจะมีผลการวิเคราะห์ได้ ดังสมการที่ (2.14) และ (2.15) ตามลำดับ

จากสมการของเบอร์นูลลี ของลำอากาศด้านเข้าหน้าโรเตอร์ จะได้ดังนี้

$$\frac{1}{2}\rho V_0^2 + P_0 = \frac{1}{2}\rho u^2 + P_3 \quad (2.14)$$

จากสมการของเบอร์นูลลี ของลำอากาศด้านหลังออกจากโรเตอร์ จะได้ดังนี้

$$\frac{1}{2}\rho u^2 + P_2 = \frac{1}{2}\rho u_1^2 + P_0 \quad (2.15)$$

ดังนั้นการหาค่า แรงทรัสต์ (Thrust Force) หรือ แรงตามแนวแกน (Axial Force) แทนด้วยสัญลักษณ์ T_a ที่เกิดขึ้นในใบกังหันสามารถหาได้จากสมการโมเมนตัม คือ ผลคูณระหว่างมวลและความเร็วของวัตถุ มวลเป็นปริมาณ สเกลาร์ (Scalar) และ ความเร็วเป็นเวกเตอร์ (Vector) จะได้ดังสมการที่ (2.16)

$$T_a = \rho Au(V_0 - u_1) \quad (2.16)$$

หรือ T_a ที่เกิดขึ้นในใบกังหันสามารถหาได้จากผลต่างความดันของอากาศ จะได้ ดังสมการที่ (2.17)

$$T_a = PA = (P_3 - P_2)A \quad (2.17)$$

จากสมการที่ (2.14) และ (2.15) จัดรูปสมการให้อยู่ในเทอมของ $(P_3 - P_2)$ จะได้ $(P_3 - P_2)$ ตามสมการที่ (2.18)

$$(P_3 - P_2) = \frac{1}{2}\rho(V_0^2 - u_1^2) \quad (2.18)$$

จากสมการที่ (2.16) และ (2.17) สมการมีค่าเท่ากันเพราะ เป็นแรงทรัสต์ (Thrust Force) T_a ทั้งคู่ ให้สมการทั้งสองเท่ากัน จะได้ตามสมการที่ (2.19)

$$(P_3 - P_2)A = \rho Au(V_0 - u_1) \quad (2.19)$$

จากสมการที่ (2.19) จะมีค่า A อยู่ทั้งสองฝั่งสมการ สามารถตัดออกได้ แล้วจะทำให้สมการที่ (2.18) เท่ากับ (2.19) แล้วให้สมการทั้งสองเท่ากัน จะได้ตามสมการที่ (2.20)

$$\rho u(V_0 - u_1) = \frac{1}{2}\rho(V_0^2 - u_1^2)$$

$$u = \frac{1}{2}(V_0 + u_1) \quad (2.20)$$

จากสมการที่ (2.20) ค่า u คือ ความเร็วลมเฉลี่ยทั้งหมดของระบบที่เรากำลังวิเคราะห์ ในการวิเคราะห์นั้นเราสมมุติว่าระบบจะต้องมีการสูญเสียโดยกำหนดให้เป็นค่าที่ เรียกว่า ปัจจัยที่รบกวน ตามแนวแกน (Axial Interference Factor) โดยค่านี้ คือ ค่าสัดส่วนการลดลงของพลังงานลม ในระหว่างลมที่เข้ามาอย่างอิสระ และ ลมที่ปะทะตัวใบกังหันลม นั่น คือ ค่า a ถ้าเรากำหนดให้ค่า $u = (V_0 - aV_0)$ หรือ $u = V_0(1 - a)$ โดยให้ $a =$ Axial Interference Factor จากนั้นแทนค่า u ลงในสมการที่ (2.20) จะได้จะได้ค่า u_1 ตามสมการที่ (2.21)

$$u_1 = V_0(1 - 2a) \quad (2.21)$$

จากสมการที่ (2.21) ในการวิเคราะห์การทำงานของกังหันนั้นถ้าค่าสัดส่วนการลดลงของพลังงานลมมีค่าเท่ากับ 0 นั่นคือ ไม่มีการรบกวนของระบบ คือ ลมที่ทางเข้า และ ทางออกไม่มีการเปลี่ยนแปลงค่าสัดส่วนการลดลงของพลังงานลมเลย ซึ่งเป็นไปไม่ได้ และขณะเดียวกันค่าสัดส่วนการลดลงของพลังงานลมมีค่าเท่ากับ 1 นั่นก็คือ ไม่มีการถ่ายเทพลังงานของลมให้แก่ใบกังหันเลย ซึ่งเราก็ไม่ต้องการ ในการวิเคราะห์ครั้งนี้เราสามารถกำหนดว่าพลังงานจากลมได้ถูกถ่ายทอดให้กับใบกังหันต่อหน่วยเวลาใดๆ นั่นคือ P_w , (Power Wind Turbine) โดยค่ากำลังของกังหันลมที่ได้จากลมสามารถคำนวณได้จากสมการที่ (2.22)

$$P_w = \frac{1}{2} \rho A u V_0^2 - \frac{1}{2} \rho u_1^2 A u \quad (2.22)$$

เมื่อแทนค่า u และ u_1 ลงไปใน สมการที่ (2.22) จะได้ กำลังของกังหันลม P_w เป็นไปตามสมการที่ (2.23)

$$P_w = \frac{1}{2} \rho A V_0^3 4a(1-a)^2 \quad (2.23)$$

จากสมการที่ (2.23) ในการวิเคราะห์การทำงานของกังหันลมโดยทั่วๆ ไปนั้น เราคิดพลังงานลมที่เกิดจากการไหลอิสระนั้น เราจะมีสูตรการคำนวณ คือ P_a ผ่านพื้นที่รับลมใดๆ จะได้ว่า $P_a =$ (ปริมาตรของการไหล) \times (พลังงานจลน์ของลมต่อปริมาตรการไหล) การวิเคราะห์ประสิทธิภาพของกังหันลมนั้น ตัวแปรที่จะต้องให้เราเรียกว่าค่า C_p , (Power Coefficient) โดยจะได้จากการเปรียบเทียบระหว่างพลังงานที่ตัวกังหันลมได้ดึงเอาไว้ P_w เปรียบเทียบกับตัวพลังงานที่สมควรจะได้จริงจากลมที่มีการไหลอิสระ P_a นั่นคือ ถ้าวิเคราะห์กันทางกลก็ คือ กำลังงานเท่ากับพลังงานที่ผลิตได้ต่อพลังงานที่ป้อนเข้าให้สู่ระบบนั่นเอง ในทางวิศวกรรมของพลังงานลมนั้น เราสามารถหาค่าประสิทธิภาพสูงสุดของกังหันลมได้ เป็นไปตามสมการที่ (2.24)

$$C_p = \frac{P_w}{P_a} = \frac{\frac{1}{2} \rho A V_0^3 4a(1-a)^2}{\frac{1}{2} \rho A V_0^3} \quad (2.24)$$

จากสมการที่ (2.24) ดังนั้นค่าประสิทธิภาพสูงสุดของกังหันลม เป็นไปตามสมการที่ (2.25)

$$C_p = 4a(1-a)^2 \quad (2.25)$$

จากสมการที่ (2.25) ถ้าเราอยากจะทำให้ถ้าเราออกแบบกังหันลมให้ดีที่สุดแล้วตัวกังหันลมสามารถมีประสิทธิภาพสูงสุดได้เท่า นั้น โดยการแก้สมการเชิงอนุพันธ์ (Differentiate) สมการที่ (2.25) นั่นคือ $C_p = 4a - 8a^2 + 4a^3$ และเมื่อทำการแก้สมการเชิงอนุพันธ์ เปรียบเทียบกับค่า a แล้วเราจะได้

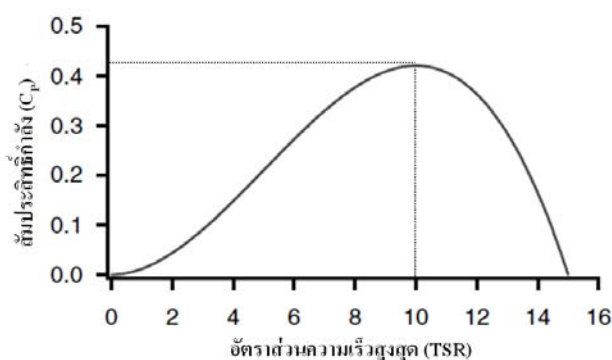
$$\frac{d(C_p)}{da} = 4 - 16a + 12a^2 = 0$$

$$12a^2 - 16a + 4 = 0$$

$$3a^2 - 4a + 1 = 0$$

$$\text{ดังนั้นจะได้ว่า } a \text{ คือ } a = \frac{4 \pm \sqrt{(-4)^2 - 4 \times 3 \times 1}}{2 \times 3}, \quad a = \frac{4 \pm \sqrt{4}}{6}$$

นั่นคือ จะได้ค่า $a = (2/3) \pm (1/3)$ สมการจะเป็นจริงได้มีค่า a แค่ 2 ค่า คือ $a = 1$ และ $a = 1/3$ ดังนั้นถ้าเราแทนค่า $a = 1/3$ ลงในสมการที่ 2.19 เราจะทราบได้ว่าค่าประสิทธิภาพสูงสุดของกังหันลมซึ่งเราเรียกว่า $C_{p_{\max}}$ นั้นจะมีค่าไม่เกิน 0.5926 นั่นคือ ถ้าลมให้พลังงานมา 100 เปอร์เซ็นต์ กังหันที่ดีที่สุดจะทำการเปลี่ยนรูปเป็นพลังงานทางกลได้สูงสุดไม่เกิน 59.26 เปอร์เซ็นต์ เนื่องด้วยปัจจัยหลาย ๆ อย่างที่ทำให้เกิดการสูญเสียพลังงานไป ดูภาพที่ 2.11 แสดงตัวอย่างค่าสมรรถนะของกังหันลมแนวนอน



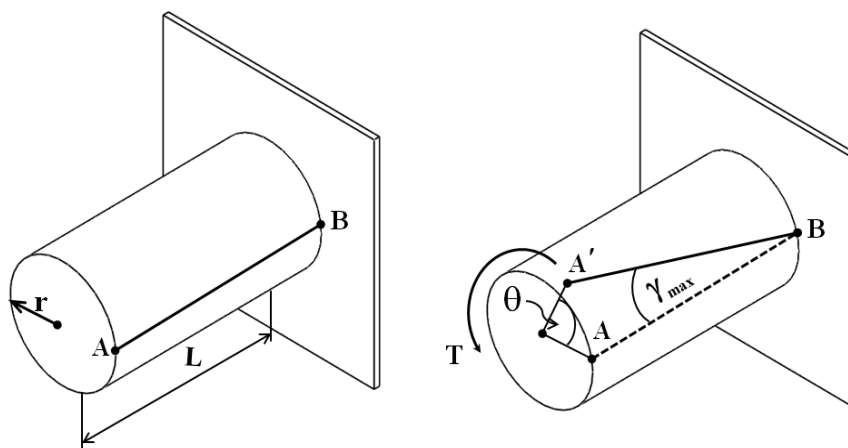
ภาพที่ 2.11 ตัวอย่างค่าสมรรถนะของกังหันลมแนวนอน [12]

2.7 การออกแบบเพลาส่งกำลัง

ในการหาขนาดเพลานั้น เพลาจะมีโมเมนต์ที่กระทำต่อเพลานี้ในลักษณะที่ทำให้เกิดการบิด เรียกว่า โมเมนต์บิด (Torque) โมเมนต์บิดนี้จะเป็นส่วนที่สำคัญที่จะทำให้เพลาเกิดการเสียหายได้หาก โมเมนต์บิดที่กระทำกับเพลามีมากเกินไป ในการออกแบบจึงต้องพิจารณาแรงส่วนนี้เป็นสำคัญ ในการออกแบบเพลาให้รับ โมเมนต์บิดจะต้องพิจารณาไม่ให้โมเมนต์บิดมีมากเกินไปในการกระทำกับ เพลานั้น โมเมนต์จะพยายามบิดท่อนวัสดุให้เปลี่ยนรูปไปจากเดิม โมเมนต์บิดจะทำให้เกิดความเค้น เหนือขึ้นในตัวเพลา การคำนวณการบิดจะต้องมีสมมติฐานเกี่ยวกับการบิด ดังนี้

- จะต้องไม่มีการเปลี่ยนแปลงระนาบของวัสดุก่อนและหลังการบิด
- ความเค้นที่เกิดขึ้นของการบิดนั้นจะต้องไม่เกินค่าขีดจำกัดสัดส่วน
- วัสดุนั้นต้องมีคุณสมบัติเหมือนกันตลอดความยาวของชิ้นส่วนนั้นที่นำมาพิจารณา
- วัสดุจะต้องมีคุณสมบัติยืดหยุ่นได้และจะต้องเป็นไปตามกฎของฮุก (Hooke's Law)

มุมบิด (Angle of Twist) ของเพลาที่เกิดขึ้นในขณะที่ใช้งานจะต้องมีค่าไม่มากกว่าค่าที่กำหนดไว้ ถ้ามุมบิดมากไปจะทำให้เสียความเที่ยงตรงทางด้านตำแหน่ง และยังก่อให้เกิดความ สั่นสะเทือนซึ่งมีผลทำให้เฟืองและแบร็ง ที่รองรับเพลายู่เกิดความเสียหายได้ง่าย ภาพที่ 2.12 สำหรับเพลากลมตันยืดหยุ่นภายใต้การบิดนั้นอาศัยการทดลองหาความสัมพันธ์ระหว่างทอร์กบิด กับมุมบิด พบว่าระนาบหน้าตัดขวางของเพลานั้นจะเป็นระนาบเดียวกันตลอดทั้งก่อนบิดและหลัง บิด นั่น คือ เส้นผ่านศูนย์กลางของเพลาดรระนาบหน้าตัดขวางนั้นเป็นเส้นตรงเสมอ



ภาพที่ 2.12 การเกิดความเครียดเฉือนที่ผิวของเพลาดัน [13]

ความสัมพันธ์ระหว่างแรงบิด (Torque) และกำลังงาน (Power) ลักษณะการใช้งานโดยทั่วไปของเพลาก็ คือ การถ่ายทอดกำลังจากส่วนหนึ่งไปยังอีกส่วนหนึ่ง กำลัง คือ อัตราการทำงาน ดังนั้นกำลังที่เกิดจากแรงบิด หรือ โมเมนต์บิด เป็นไปตาม สมการที่ (2.26)

$$P_w = T\omega = \frac{2\pi NT}{60} \quad (2.26)$$

โดยที่

- P_w = กำลังงาน (วัตต์)
- T = โมเมนต์บิดหรือแรงบิดที่เกิดขึ้น (นิวตันเมตร)
- ω = ความเร็วเชิงมุม (เรเดียนต่อวินาที)
- N = ความเร็วรอบของเพล (รอบต่อนาที)

จากความสัมพันธ์ระหว่างแรงบิด (Torque) กับความเค้นเฉือน (Shear Stresses) บนพื้นที่หน้าตัดของเพลาดัน รัศมี r ตามภาพที่ 2.12 สมการที่ใช้ในการคำนวณหาความเค้นเฉือนสูงสุด (Maximum Shearing Stresses) ของเพลาดัน และเพลากลาง จะได้ดัง สมการที่ (2.27)

$$\tau_{\max} = \frac{Tr}{J} \quad (2.27)$$

เมื่อ

- τ_{\max} = ความเค้นเฉือนสูงสุดของเพล (นิวตันต่อตารางเมตร)
- T = โมเมนต์บิดหรือแรงบิดที่เกิดขึ้น (นิวตันเมตร)
- J = ค่าโมเมนต์ความเฉื่อยเชิงขั้วของพื้นที่หน้าตัด (เมตร⁴)
- r = รัศมีของเพล (เมตร)

โดยที่ J คือ ค่าโมเมนต์ความเฉื่อยเชิงขั้วของพื้นที่หน้าตัด (Polar Moment of Inertia) ของเพลากลมตันสามารถหาได้จากสมการที่ (2.28) และเพลากลมกลวง สามารถหาได้จากสมการที่ (2.29)

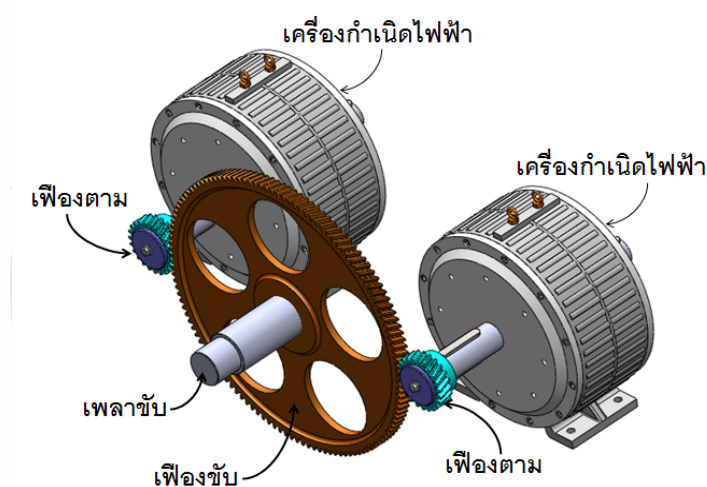
$$J = \frac{\pi D^4}{32} \quad (2.28)$$

$$J = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{32} \quad (2.29)$$

โดยที่ J = ค่าโมเมนต์ความเฉื่อยเชิงขั้วของพื้นที่หน้าตัด (เมตร⁴)
 D = เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกของเพลลา (เมตร)
 d = เส้นผ่านศูนย์กลางภายในของเพลลา (เมตร)

2.8 ระบบส่งกำลัง

ในระบบส่งกำลัง (Transmission) เฟืองเป็นชิ้นส่วนเครื่องจักรกลชนิดหนึ่งใช้ทำหน้าที่ส่งกำลัง และการหมุนจากเพลลาหนึ่งไปยังอีกเพลลาหนึ่ง ส่วนมากเฟืองขับ (Driving Gears) จะมีขนาดเล็กกว่าเฟืองตาม (Driven Gears) และมีชื่อเรียกเป็นพิเศษว่า พิเนียน (Pinion) ส่วนเฟืองใหญ่เรียกว่า เฟือง (Gears) การส่งกำลังด้วยเฟือง มีข้อดีในเรื่องของไม่มีการลื่นไถล มีอัตราทดแน่นอน แต่มีข้อเสียในเรื่องของไม่มีความยืดหยุ่น ทำให้เกิดเสียงดังในกรณีที่ใช้ความเร็วรอบสูงๆ รูปภาพที่ 2.13 แสดงการส่งกำลังจากเพลลาขับผ่านเกียร์ทด (Gear Box) ไปยังเครื่องกำเนิดไฟฟ้า

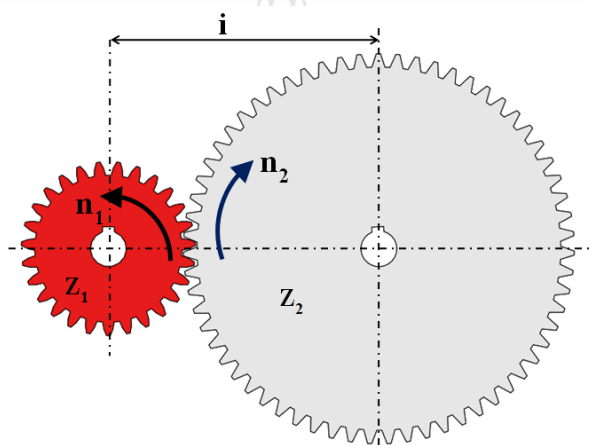


ภาพที่ 2.13 การส่งกำลังจากเพลลาขับผ่านเกียร์ทด

ถ้าเป็นการส่งกำลังด้วยเฟือง แบบอัตราทดขั้นเดียว รูปภาพที่ 2.14 สามารถจะคำนวณได้ตามสมการที่ (2.30)

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1} \quad (2.30)$$

โดยที่ i = อัตราทด (Velocity Ratio)
 n_1, n_2 = ความเร็วรอบ (rpm)
 Z_1, Z_2 = จำนวนฟันเฟืองขับและตาม

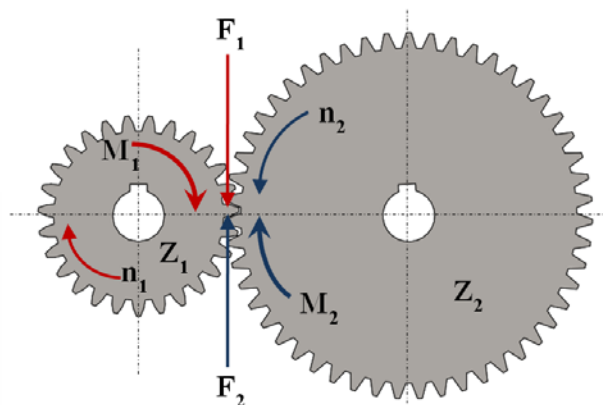


ภาพที่ 2.14 การส่งกำลังด้วยอัตราทดชั้นเดียว

การส่งโมเมนต์บิด (Moment) หรือแรงบิดของเฟืองทด แรงที่เกิดขึ้นที่ฟันเฟือง ซึ่งกำลังขบกันจะต้องเท่ากันตามกฎการเคลื่อนที่ข้อที่ 3 ของนิวตัน ทุกแรงกิริยาที่กระทำจะมีแรงปฏิกิริยาขนาดที่เท่ากันแต่มีทิศทางตรงกันข้ามกระทำตอบเสมอ เมื่อจำนวนฟันของคู่เฟืองต่างกันก็จะเกิดโมเมนต์หมุนต่างกัน จากภาพที่ 2.15 แสดงการส่งโมเมนต์บิด (Moment) หรือแรงบิดของเฟืองทด สามารถจะคำนวณได้ตามสมการที่ (2.31)

$$i = \frac{M_2}{M_1} = \frac{Z_2}{Z_1} \quad (2.31)$$

โดยที่ i = อัตราทด (Velocity Ratio)
 M_1 = โมเมนต์บิดของเฟืองขับ (นิวตันเมตร)
 M_2 = โมเมนต์บิดของเฟืองตาม (นิวตันเมตร)
 Z_1, Z_2 = จำนวนฟันเฟืองขับ



ภาพที่ 2.15 การส่งโมเมนต์บิดหรือแรงบิดของเฟืองทด

ดังนั้นแรงบิดที่สูญเสียเนื่องจากระบบส่งกำลัง ($T_{Transmission}$) จากสมการที่ (2.32) เท่ากับแรงบิด $M_1 - M_2$ จะได้ว่า

$$T_{Transmission} = M_1 - M_2 \quad (2.32)$$

โดยที่

$T_{Transmission}$ = แรงบิดเริ่มต้นของระบบส่งกำลัง (นิวตันเมตร)

M_1 = โมเมนต์บิดของเฟืองขับ (Moment) (นิวตันเมตร)

M_2 = โมเมนต์บิดของเฟืองตาม (Moment) (นิวตันเมตร)

ดังนั้นแรงบิดของระบบส่งกำลังทางกลแบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้า ขนาด 10 กิโลวัตต์ 2 ตัว (Dual System, T_{Dual}) ตามสมการที่ (2.33)

$$T_{Dual} = T_{Turbine} - T_{Transmission} - T_{Generator} \quad (2.33)$$

โดยที่

T_{Dual} = แรงบิดของระบบส่งกำลังแบบ Dual System (นิวตันเมตร)

$T_{Turbine}$ = แรงบิดกักห้ามลม (นิวตันเมตร)

$T_{Transmission}$ = แรงบิดเริ่มต้นของระบบส่งกำลัง (นิวตันเมตร)

$T_{Generator}$ = แรงบิดเริ่มต้นของเครื่องกำเนิดไฟฟ้า (นิวตันเมตร)

คั้งนั้นแรงบิดของระบบส่งกำลังทางกลแบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้า ขนาด 20 กิโลวัตต์ 1 ตัว (Single System, T_{Single}) ตามสมการที่ (2.34)

$$T_{Single} = T_{Turbine} - T_{Transmission} - T_{Generator} \quad (2.34)$$

โดยที่ T_{Single} = แรงบิดของระบบส่งกำลังแบบ Single System (นิวตันเมตร)

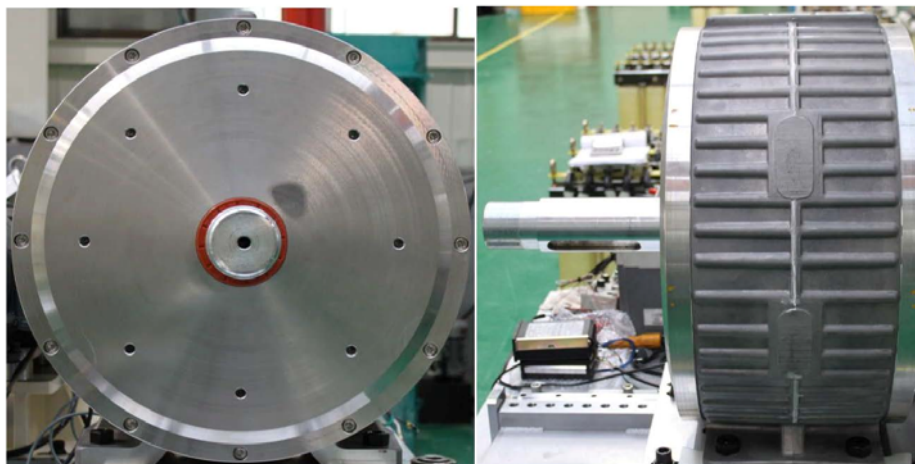
$T_{Turbine}$ = แรงบิดกึ่งหันลม (นิวตันเมตร)

$T_{Transmission}$ = แรงบิดเริ่มต้นของระบบส่งกำลัง (นิวตันเมตร)

$T_{Generator}$ = แรงบิดเริ่มต้นของเครื่องกำเนิดไฟฟ้า (นิวตันเมตร)

2.9 เครื่องกำเนิดไฟฟ้า

เครื่องกำเนิดไฟฟ้า (Generator) ทำหน้าที่แปลงพลังงานกลเป็นพลังงานไฟฟ้าที่มีลักษณะเหมือนกับเครื่องกำเนิดไฟฟ้าโดยทั่ว ๆ ไปที่ใช้เครื่องยนต์เป็นต้นกำลังในการหมุน ในการวิจัยกัณฑ์ลมครั้งนี้ได้เลือกใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้า เป็นแบบแม่เหล็กถาวรที่รอบการทำงานต่ำ (Low Speed Permanent Magnet Generator: PMG) การทำงานของเครื่องกำเนิดไฟฟ้าแบบแม่เหล็กถาวรรอบการทำงานต่ำ (Low Speed Generator) ใช้หลักการของการหมุนของสนามแม่เหล็กตัดขดลวดคังเช่นเครื่องกำเนิดไฟฟ้าโดยทั่วไป ในเบื้องต้นแม่เหล็กชนิดนี้จะมีคามเข้มของสนามแม่เหล็กสูงกว่าแม่เหล็กธรรมชาติโดยทั่วไปประมาณ 10 เท่า ขึ้นอยู่กับเกรดของวัสดุที่ผสมลงไป (Vanadium) ในเนื้อของแม่เหล็ก ซึ่งเป็นเทคโนโลยีใหม่ ที่นำมาใช้งานในกัณฑ์ลมชนิดไม่มีเกียร์ (Gear-Less System) ที่มีประสิทธิภาพสูง โดยการลดรอบการทำงานของโรเตอร์ (Rotor) และเพิ่มจำนวนขั้วของแม่เหล็ก (Pole Pieces) ให้ได้คามเข้มของสนามแม่เหล็กที่เหมาะสมกับจำนวนรอบของกัณฑ์ลม และเริ่มผลิตไฟฟ้าได้ที่ความเร็วลมต่ำ (Cut-In Wind Speed) จากความสามารถเริ่มทำการผลิตไฟฟ้าที่รอบการทำงานต่ำแล้วยังเพิ่มประสิทธิภาพให้แก่ระบบโดยไม่ดึงไฟฟ้าจากระบบสายส่งหลักมาใช้ในการเริ่มหมุนเพื่อสร้างสนามแม่เหล็กแบบเหนี่ยวนำ (Induction Generator or Asynchronous) ชนิดที่มีเกียร์ทดทั่วไป ทำให้ระบบมีเสถียรภาพในการทำงานสูง และลดการผันผวนของระบบสายส่งหลัก (Non-Fluctuating Grid-Connection) ได้อีกด้วย ดูจากภาพที่ 2.16 แสดงลักษณะของเครื่องกำเนิดไฟฟ้า (Generator) แบบแม่เหล็กถาวรที่รอบการทำงานต่ำ



ภาพที่ 2.16 เครื่องกำเนิดไฟฟ้าแบบแม่เหล็กถาวรที่รอบการทำงานต่ำ [14]

จุดเด่นของเครื่องกำเนิดไฟฟ้าแบบแม่เหล็กถาวร (PMG.) สำหรับงานผลิตไฟฟ้าจากลม (Wind Electrification) เครื่องกลไฟฟ้าที่ทำหน้าที่เป็นเครื่องกำเนิดไฟฟ้า ในงานผลิตไฟฟ้าจากพลังงานลมที่นิยมใช้โดยทั่วไป 2-3 ชนิด โดยจะมีรายละเอียดดังต่อไปนี้

2.9.1 เครื่องกำเนิดไฟฟ้าแบบซิงโครนัส (Synchronous Generator) เป็นเครื่องกำเนิดไฟฟ้ากระแสสลับ หมุนด้วยความเร็วคงที่คือ ความเร็วซิงโครนัส (Synchronous Speed, 50 เฮิร์ตซ์) พลังงานไฟฟ้าที่ผลิตได้จะมีความถี่และแรงดันไฟฟ้าเท่ากับความถี่และแรงดันไฟฟ้าของระบบสายส่ง สามารถควบคุมแรงดันไฟฟ้าขาออกได้ในย่านไม่กว้างนัก โดยการควบคุมปริมาณเส้นแรงแม่เหล็กหลักจากขดลวดกระตุ้น มักมีโครงสร้างขนาดใหญ่พิกัดกำลังไฟฟ้าค่อนข้างสูง และการควบคุมค่อนข้างซับซ้อนจึงไม่นิยมใช้ในการผลิตไฟฟ้าจากพลังลมโดยเฉพาะกรณีที่พิกัดกำลังไฟฟ้าไม่สูงนัก

2.9.2 เครื่องกำเนิดไฟฟ้าแบบอะซิงโครนัสหรือแบบเหนี่ยวนำ (Asynchronous Generator or Induction Generator) เป็นเครื่องกำเนิดไฟฟ้ากระแสสลับ มีโครงสร้างไม่ซับซ้อนเหมือนมอเตอร์แบบเหนี่ยวนำ (Induction Motor) โดยป้อนไฟฟ้ากระแสสลับเข้าที่ชุด สเตเตอร์ ทำให้เกิด ฟลักซ์ เป็นขั้วแม่เหล็กหมุนตามสภาวะกระแสสลับ ไปเหนี่ยวนำแกนโรเตอร์ให้หมุนตามในตอนที่เริ่มเดิน และเมื่อมีแรงมาขับโรเตอร์ ให้หมุนเกินกว่าความเร็วซิงโครนัส จะเกิดการเหนี่ยวนำย้อนกลับ ทำให้เกิดกระแสไหลออกจากเครื่องกำเนิดไฟฟ้าจ่ายย้อนกลับเข้าระบบสายส่ง มีหลายขนาดให้เลือกใช้ แต่การควบคุมแรงดันขาออกค่อนข้างซับซ้อน ตัวอย่าง เช่น เครื่องกำเนิดไฟฟ้ากระแสสลับแบบเหนี่ยวนำแบบดับเบิลเฟด (Double Fed Induction Generator, DFIG.) ซึ่งเหมาะสมกับงานผลิตกำลังไฟฟ้าจากพลังลมที่มีพิกัดกำลังขนาดใหญ่ และค่าใช้จ่ายในการบำรุงรักษาระบบควบคุมค่อนข้างสูง

2.9.3 เครื่องกำเนิดไฟฟ้าแบบแม่เหล็กถาวร (Permanent Magnet Generator: PMG.) เป็นเครื่องกำเนิดไฟฟ้ากระแสสลับ ที่มีโครงสร้างไม่ซับซ้อนทำให้การดูแลรักษาง่าย และควบคุมการทำงานได้ง่าย ทั้งนี้เนื่องจากปัจจุบัน อุปกรณ์แม่เหล็กถาวร ชนิด เม็ดนีโอไดเมียมเฟอร์ไรท์ (Neodymium Ferrite Bead, NdFeB.) ที่มีความหนาแน่นของเส้นแรงแม่เหล็กสูง อายุการใช้งานไม่น้อยกว่า 30 ปี ทำให้เครื่องกำเนิดไฟฟ้าแบบแม่เหล็กถาวร (PMG.) ยังมีขนาดเล็ก และเบาอย่างมาก อีกทั้งมีประสิทธิภาพในการทำงานสูงมาก จึงนิยมประยุกต์ใช้เป็นเครื่องกำเนิดไฟฟ้าในงานผลิตไฟฟ้าจากพลังขนาดเล็ก และขนาดกลางทั่วไป สรุปในการวิจัยกั้นหลุมครั้งนี้ ได้เลือกใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้าแบบแม่เหล็กถาวร (Permanent Magnet Generator)



บทที่ 3

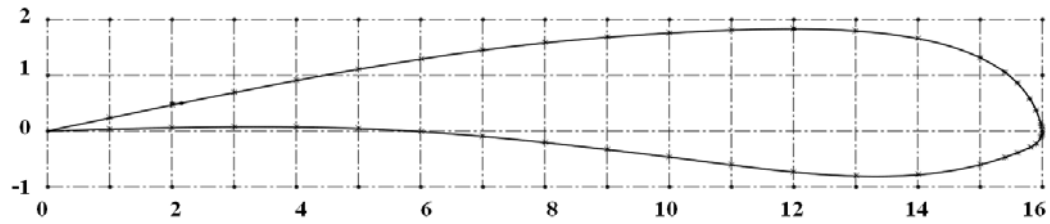
วิธีดำเนินการวิจัย

ในบทนี้จะเป็นการกล่าวถึงวิธีการดำเนินการศึกษาและขั้นตอนการทดลอง ค่าตัวแปรต่างๆ ตามที่ได้กำหนดไว้ในขอบเขตการศึกษา และได้แสดงรูปภาพอุปกรณ์ต่างๆ ที่ใช้ในการทดสอบใน ครั้งนี้มีเครื่องมือทดสอบ และเครื่องมือวัด การจัดเก็บและบันทึกข้อมูล การวิเคราะห์ข้อมูล การสรุปผล การใช้งานโปรแกรม CF-Design V9.0 เป็นต้น ขั้นตอนในการดำเนินการทดสอบสามารถอธิบายในรายละเอียดได้ ดังต่อไปนี้

3.1 ขั้นตอนการดำเนินการวิจัย

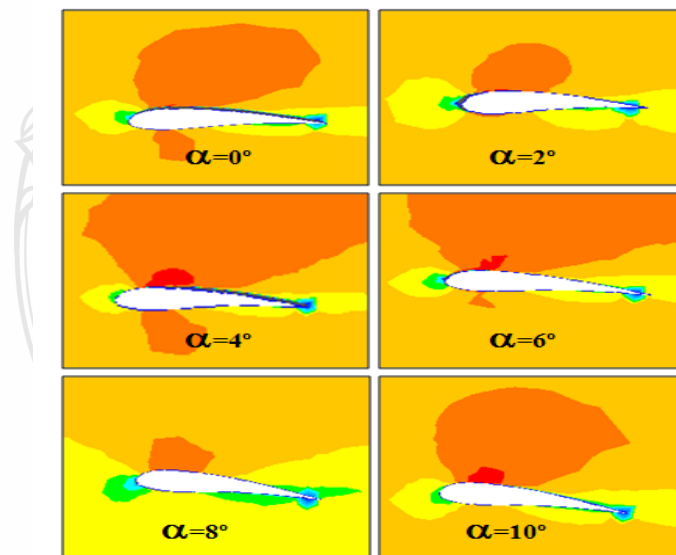
3.1.1 การศึกษาทฤษฎีพื้นฐานการออกแบบใบกังหันลมผลิตไฟฟ้า เป็นการรวบรวมองค์ความรู้ต่างๆ ที่จะนำมาใช้ในการออกแบบ โดยอาศัยแหล่งข้อมูลจากการค้นคว้าจากตำรางานวิจัยที่สำเร็จแล้ว จากอินเทอร์เน็ต และกังหันลมผลิตไฟฟ้าที่มีการติดตั้งใช้งานในปัจจุบัน ตัวอย่าง เช่น ทฤษฎีของอากาศพลศาสตร์ (Aerodynamics) ของกังหันลม พลังงานที่สามารถดึงออกจากลมเป็นพลังงานจลน์ (Kinetic Energy) ในการวิเคราะห์ได้ใช้หลักการที่เรียกว่า ทฤษฎีโมเมนตัม (Momentum Theory) ทฤษฎีเอลิเมนต์ของใบ (Blade Element Theory) ทฤษฎีสตริป (Strip Theory) และทฤษฎีเกี่ยวกับรูปร่างของแพนอากาศ (Airfoil) ที่ให้ประสิทธิภาพดีที่สุด ซึ่งในการออกแบบกังหันลมให้ผลิตไฟฟ้าได้ที่ความเร็วลมต่ำนั้น แพนอากาศ มีความสัมพันธ์กับการ เกิดขึ้นของแรงยก (Lift Force) และแรงผลัก (Drag Force) และศึกษาวิธีการใช้งาน โปรแกรมวิเคราะห์ผลทางพลศาสตร์การไหลด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์ CF-Design V9.0 มาช่วยในการแก้ไขปัญหาทางวิศวกรรมที่ซับซ้อน และเครื่องมือและอุปกรณ์ต่างๆ ที่ใช้ในการทดสอบ เช่น เครื่องมือวัดความเร็วลม (Anemometers) เครื่องมือวัดแรงบิด (Torque Transducer) เป็นต้น ได้แสดงเอาไว้ในบทที่ 2 แล้ว

3.1.2 การทบทวนวรรณกรรม และงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง ในการศึกษาค้นคว้าครั้งนี้ ได้นำต้นแบบของแพนอากาศ (Airfoil) รูปร่างหยดน้ำ รุ่น S-1223 ในการวิเคราะห์ออกแบบใบกังหันลมแกนหมุนแนวนอน ได้ใช้หลักการเพื่อให้มีความเหมาะสมกับการใช้งานที่ความเร็วลมต่ำ และปานกลางได้ โดยวิเคราะห์ออกแบบที่คำนึงถึงปัจจัยต่างๆ ดังนี้ ออกแบบมุมบิดของใบพัดให้สามารถสร้างแรงยก (Lift Force) ให้มากขึ้นที่ความเร็วลมต่ำทั้งนี้ ได้ทำการออกแบบแต่ละชิ้นส่วน และสรุปไว้ในแบบเบื้องต้นแล้ว รูปภาพที่ 3.1 แสดงต้นแบบของแพนอากาศ (Airfoil) รูปร่างหยดน้ำ รุ่น S-1223



ภาพที่ 3.1 ต้นแบบของรูปร่างหยดน้ำ รุ่น S-1223 [2]

ในการศึกษาครั้งนี้ได้คัดเลือกรูปร่างและมุมบิดของใบกังหัน ที่เหมาะสมต่อความเร็วลมในประเทศไทย จึงนำผลการศึกษาและวิจัยต่อเนื่องมาจางานระดับปริญญาเอก ของ ดร.วิรัช โยชนรินทร์ ด้านวิศวกรรมเครื่องกล ณ ประเทศอังกฤษ ที่ได้ศึกษามาแล้วนำมาสร้างใบกังหันลมต้นแบบให้เกิดการใช้งานนั้น คือได้กำหนดมุมปะทะ (Angle of Attack) ของใบกังหันให้มีองศาประมาณ 8 องศา และมีรูปร่างของรูปหยดน้ำเป็นไปตามรูปร่างของหยดน้ำ รุ่น S-1223 ซึ่งได้มาจากการทดลอง ณ ห้องอุโมงค์ลมได้พิสูจน์มาแล้ว ภาพที่ 3.2 แสดงผลการใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์ CFD ในการทดสอบมุมปะทะ (α) ของ รูปร่างหยดน้ำ รุ่น S-1223 และตารางที่ 3.1 แสดงตารางผลการทดสอบมุมปะทะ (Angle of Attack) ของรูปร่างหยดน้ำ รุ่น S-1223 ณ ห้องอุโมงค์ลม (NACA)



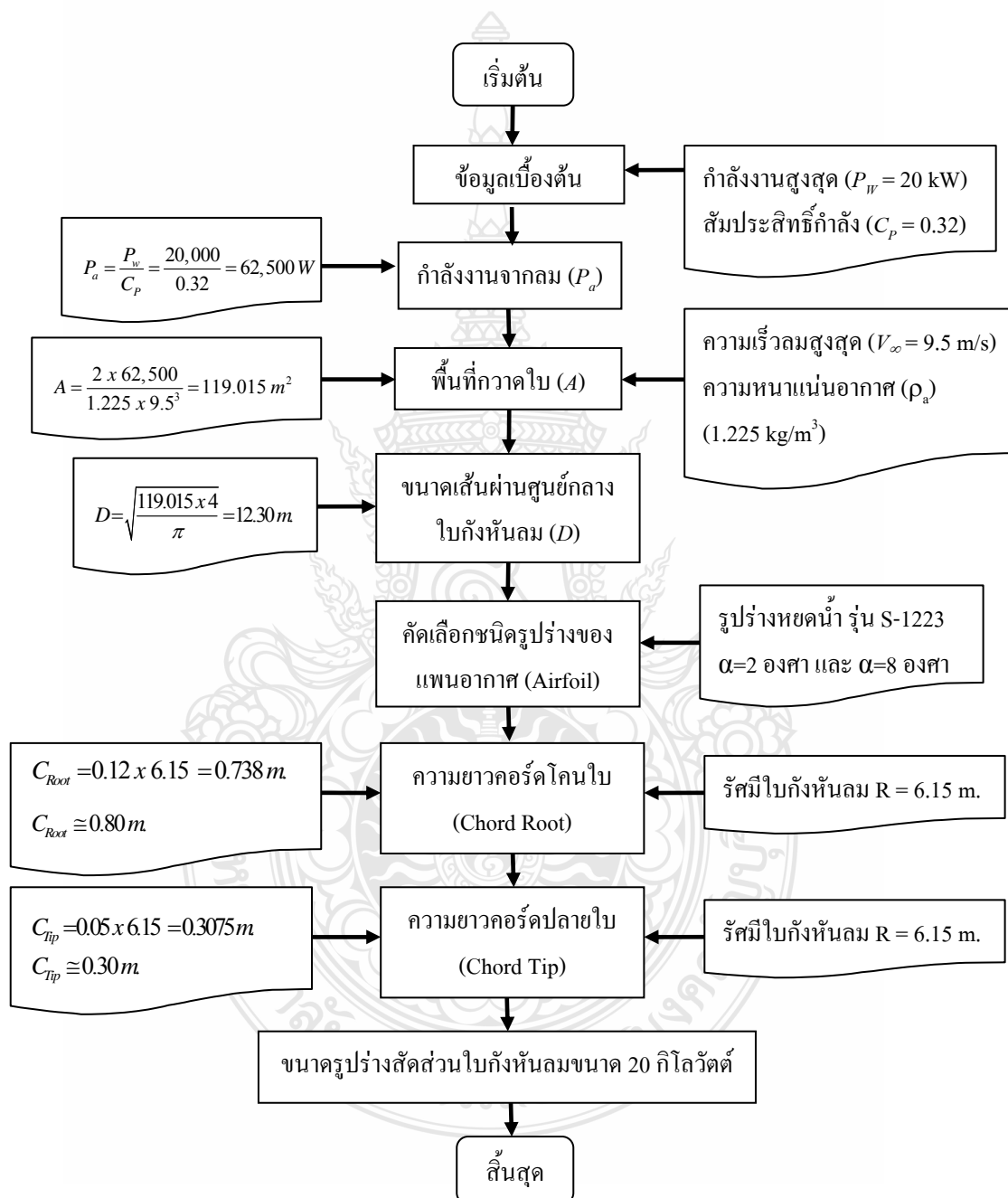
ภาพที่ 3.2 ผลการทดสอบมุมปะทะของรูปร่างหยดน้ำ รุ่น S-1223 ด้วยโปรแกรม CFD [2]

ตารางที่ 3.1 ผลการเปรียบเทียบมุมปะทะของรูปร่างหยดน้ำ รุ่น S-1223 [2]

มุมปะทะ α (Degree)	แรงยก Lift Force (N)	แรงผลัก Drag Force (N)	ใช้โปรแกรม CFD		ทดสอบอุโมงค์ลม NACA		อัตราส่วน (CFD) (C_L/C_D)	อัตราส่วน (NACA) (C_L/C_D)
			Lift Coefficient (C_L)	Drag Coefficient (C_D)	Lift Coefficient (C_L)	Drag Coefficient (C_D)		
-12	-518.73	63.13	-0.8960	0.1176	-0.920	0.0160	-7.62	-57.50
-8	-406.51	38.59	-0.7018	0.0721	-0.650	0.110	-9.73	-59.09
-4	-107.24	21.42	-0.1849	0.0370	-0.250	0.008	-5.00	-31.25
-2	-15.83	18.34	-0.0274	0.0317	-0.050	0.0065	-0.86	-7.69
0	115.37	17.16	0.1993	0.0296	0.150	0.0041	6.73	36.59
2	185.74	12.99	0.3208	0.0224	0.320	0.0042	14.32	76.19
4	289.03	29.66	0.3526	0.0512	0.510	0.0082	6.89	62.20
6	307.02	25.68	0.5033	0.0453	0.700	0.0100	11.11	70.00
8	382.16	33.36	0.6601	0.0575	0.950	0.0120	11.48	79.17
10	736.64	73.41	1.2724	0.1268	1.150	0.0160	10.03	71.88
12	850.63	94.24	1.4692	0.1628	1.350	0.0210	9.02	64.29

จากตารางที่ 3.1 แสดงให้เห็นว่า มุมปะทะ (Angle of Attack) ของรูปร่างหยดน้ำ รุ่น S-1223 ที่ให้อัตราส่วนแรงยกต่อแรงผลัก (C_L/C_D) ดีที่สุดอยู่ 2 องศา ได้ 14.32 และ 8 องศา ได้ 11.48 ใบกังหันลมที่ออกแบบในครั้งนี้เป็นใบกังหันลมแบบ มุมบิดคงที่ (Fixed Pitch) ดังนั้นจึงต้องกำหนดมุมบิดใบที่จะใช้ในการออกแบบใบกังหันที่ให้มีประสิทธิภาพสูงที่สุด ใบกังหันลมที่ออกแบบนั้นเป็นใบกังหันลมผลิตไฟฟ้าสำหรับพื้นที่ความเร็วลมต่ำ (Low-Wind-Speed) เมื่อพิจารณาที่ตำแหน่งมุมปะทะ 2 องศา เป็นตำแหน่งที่ให้ อัตราส่วนแรงยกต่อแรงผลัก (C_L/C_D) ที่สูงแต่เมื่อพิจารณาความแตกต่างที่เทียบกับตำแหน่งมุมปะทะ 8 องศา มีความแตกต่างกัน 196.42 นิวตัน ซึ่งกังหันลมผลิตไฟฟ้าความเร็วลมต่ำ มีความต้องการแรงยกตัวสูง ที่ความเร็วลมต่ำ เพื่อให้สามารถเริ่มต้นผลิตไฟฟ้าได้ มุมปะทะ 8 องศา จึงเป็นมุมที่ถูกเลือกมาใช้ในการออกแบบเปรียบเทียบหาใบกังหันลมที่มีประสิทธิภาพดีที่สุด ระหว่าง แบบที่ 1 ใบกังหันลมแบบ 8/2 (Blade Type 8/2) จะเป็นใบกังหันลมที่มีลักษณะมุมบิดที่โคนใบ (Pitch Angle) 8 องศา และบิดมุมที่ปลายใบ (Tip Pitch Angle) 2 องศา หรือแบบใบบิดมุม (Twisted Blade) กับแบบที่ 2 ใบกังหันลมแบบ 8/8 (Blade Type 8/8) จะเป็นใบกังหันลมที่มีลักษณะมุมบิดที่โคนใบ (Pitch Angle) 8 องศา ตลอดความยาวใบ หรือแบบใบมุมคงที่ (Straight Blade) เพื่อใช้เป็นต้นแบบในการสร้างใบกังหันลมผลิตไฟฟ้า ขนาด 20 กิโลวัตต์

3.1.3 การออกแบบขนาดของใบกังหันลำดับขั้นตอนในการออกแบบขนาดของใบกังหันลม หรือ ขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลางพื้นที่กวาดใบ (Sweep Area) ในการวิเคราะห์คำนวณ และออกแบบ ส่วนประกอบต่างๆ ของกังหันลมในการคำนวณมีลำดับขั้นตอนดังต่อไปนี้ ภาพที่ 3.3



ภาพที่ 3.3 ขั้นตอนการออกแบบขนาดของใบกังหัน

ในการคำนวณขนาดของใบกังหันลม หรือ ขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลางพื้นที่กวาดใบ (Sweep Area) ใช้วิธีในการวิเคราะห์ที่คำนวณ และออกแบบส่วนประกอบต่างๆ ของกังหันลมในการคำนวณ จะคิดที่กำลังงานสูงสุด (P_w) ที่กังหันลมผลิตออกมาได้ ซึ่งมีค่าเท่ากับ 20 กิโลวัตต์ ที่ความเร็วลม (V_∞) 9.5 เมตรต่อวินาที และความหนาแน่น (ρ_a) ของอากาศที่อุณหภูมิ 25 องศาเซลเซียส มีค่าเท่ากับ 1.225 กิโลกรัมต่อลูกบาศก์เมตร สัมประสิทธิ์กำลัง (C_p) มีค่าเท่ากับ 0.32 จากสมการที่ (2.10)

$$C_p = \frac{P_w}{P_a}$$

แทนค่าลงในสมการที่ (2.10) จะได้ กำลังงานจากลม (Power Air) ดังนี้

$$0.32 = \frac{20,000}{P_a}$$

ดังนั้น กำลังงานจากลม จะได้ดังนี้

$$P_a = \frac{P_w}{C_p} = \frac{20,000}{0.32} = 62,500 \text{ วัตต์}$$

กำลังงานที่ได้จากลม $P_a = 62,500$ วัตต์ และ จากสมการที่ (2.8) กำลังงานจากลม (P_a)

$$P_a = \frac{1}{2} \rho_a A V_\infty^3$$

แทนค่าลงในสมการที่ (2.8) จะได้ พื้นที่กวาดใบ (Sweep Area) ดังนี้

$$62,500 = \frac{1}{2} \times (1.225) \times A \times (9.5)^3$$

พื้นที่กวาดใบ (Sweep Area) เท่ากับ (A)

$$A = \frac{2 \times 62,500}{1.225 \times 9.5^3} = 119.015 \text{ ตารางเมตร}$$

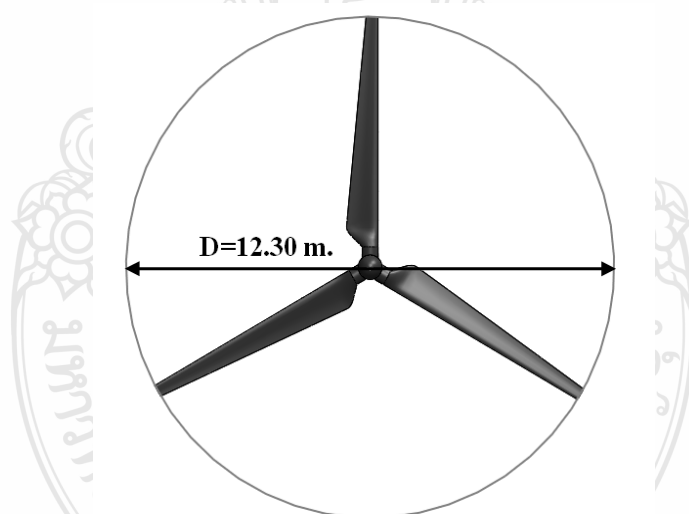
จะได้พื้นที่กวาดใบ (Sweep Area) $A = 119.015$ ตารางเมตร จากสูตรการหาพื้นที่วงกลม $A = \pi D^2 / 4$ แทนค่า $A = 119.015$ ตารางเมตร ลงในสูตรการหาพื้นที่วงกลมจะได้ขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลางวงกลม ดังนี้

$$\text{จากสูตร } A = \frac{\pi D^2}{4} \text{ แทนค่า } A \text{ ลงในสูตรจะได้ } 119.015 = \frac{\pi D^2}{4}$$

ดังนั้นขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลางวงกลม D ก็คือ ขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลางของกังหันลม หรือ ขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลางพื้นที่กวาดใบ (Sweep Area) จะได้อันนี้

$$D^2 = \frac{119.015 \times 4}{\pi} \text{ เมตร}^2 \text{ ดังนั้น } D = \sqrt{\frac{119.015 \times 4}{\pi}} \text{ เมตร จะได้ } D = 12.30 \text{ เมตร}$$

ดังนั้นจะได้ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของใบกังหันลมเท่ากับ 12.30 เมตร ภาพที่ 3.4



ภาพที่ 3.4 ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของใบกังหันลมเท่ากับ 12.30 เมตร

3.1.4 การออกแบบตัดส่วนของใบกังหัน หลังจากได้ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของใบกังหันลมเท่ากับ 12.30 เมตร แล้วขั้นตอนต่อไปเป็นการหาขนาดตัดส่วนที่เหมาะสมสำหรับรูปทรงใบกังหันที่จะทำการออกแบบเพื่อการผลิตต่อไปการหาขนาดตัดส่วนต่างของใบกังหันลม ในการศึกษาครั้งนี้ได้อ้างอิงผลการทดสอบอัตราส่วนคอर्डใบกับ รัศมีใบกังหันลม (C/R) ของแพนอากาศ รุ่น NACA 661-

212 ระหว่างสัมประสิทธิ์กำลัง กับอัตราส่วนความเร็วสูงสุด ที่อัตราส่วนคอर्ड กับรัศมีที่ดีที่สุดอยู่ที่ 0.12 ดูจากภาพที่ 3.5 จะให้ค่าสัมประสิทธิ์กำลัง (C_p) สูงที่สุด จึงนำมาเป็นค่าในการออกแบบความยาวคอर्ड โคนไบ (Chord Root) C_{Root} จะได้สูตรสำหรับคำนวณหา ความยาวคอर्ड โคนไบ ดังนี้

$$0.12 = \frac{C_{Root}}{R}$$

โดยที่ C_{Root} = ความยาวคอर्ड (เมตร)

R = รัศมีกึ่งหันลม (เมตร)

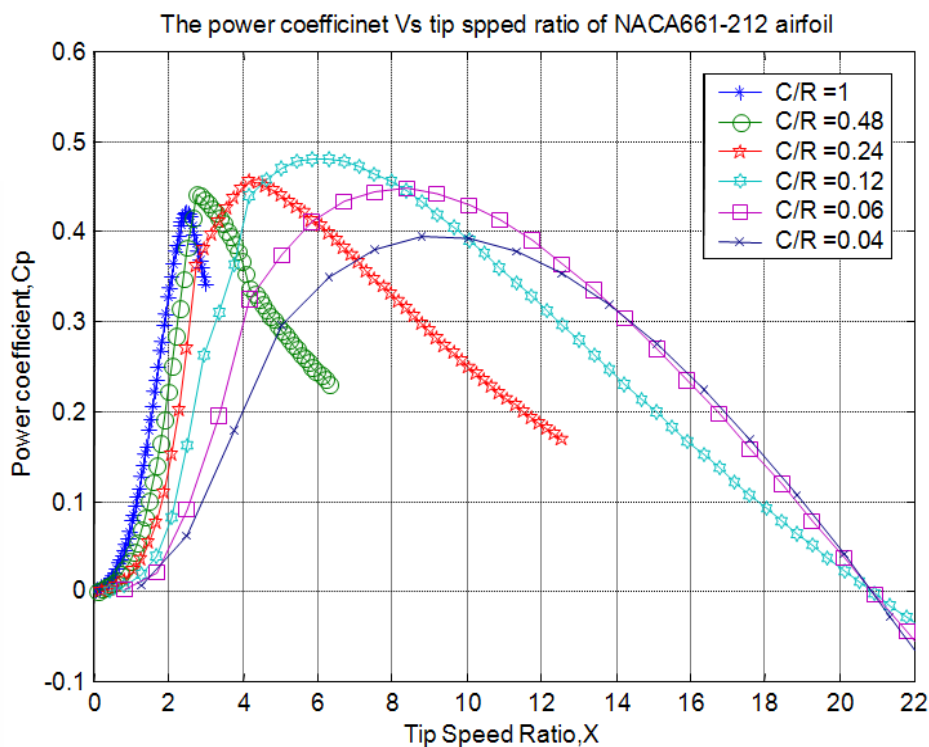
จากการคำนวณกึ่งหันลมขนาด 20 กิโลวัตต์ จะมีรัศมีไบ ยาวประมาณ 6.15 เมตร เมื่อแทนค่าลงในสูตร $R = 6.15$ เมตร ลงในค่าอัตราส่วนคอर्डไบกับรัศมีไบกึ่งหันลม จะได้ความยาวคอर्ड โคนไบ ดังนี้

$$C_{Root} = 0.12 R = 0.12 \times 6.15 = 0.738 \text{ เมตร}$$

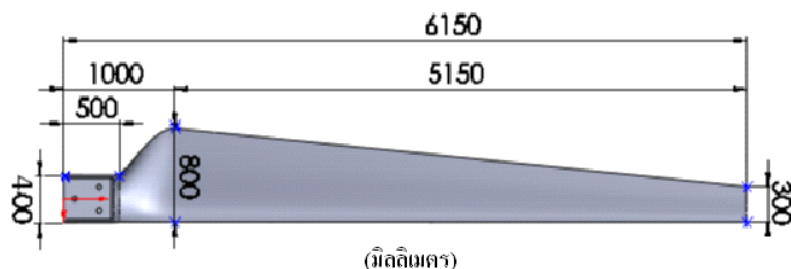
ดังนั้นจะได้ความยาวคอर्ड โคนไบ $C_{Root} = 0.738$ เมตร ปิดเศษให้เป็นจำนวนเต็มประมาณ 80 เซนติเมตร ส่วนความยาวคอर्डปลายไบ (Chord Tip) C_{Tip} ค่าที่เหมาะสมสำหรับการนำมาออกแบบโรเตอร์ ชนิด 3 ไบ จะมีค่าอัตราส่วนคอर्डไบกับรัศมีไบกึ่งหันลม (C/R) อยู่ที่ 0.05 เมื่อแทนรัศมีค่าลงในสูตร $R = 6.15$ เมตร จะได้ความยาวคอर्डปลายไบ ดังนี้

$$C_{Tip} = 0.05 R = 0.05 \times 6.15 = 0.3075 \text{ เมตร}$$

จะได้ความยาวคอर्डปลายไบ $C_{Tip} = 0.3075$ เมตร หรือ ประมาณ 30 เซนติเมตร และส่วนที่เป็นจุดจับยึดและ โคนไบ (Root) ยาวประมาณ 1 เมตร สำหรับขนาดต้นแบบไบกึ่งหันในส่วนอื่นๆ ให้เป็นไปตามความเหมาะสม ด้านความแข็งแรงในการจับยึดกับคัมเพลากึ่งหันลม ดูภาพที่ 3.6 แสดงขนาดสัดส่วนต่างๆ ของต้นแบบไบกึ่งหันลมผลิตไฟฟ้า ขนาด 20 กิโลวัตต์ ที่ใช้เป็นต้นแบบในการทดสอบครั้งนี้



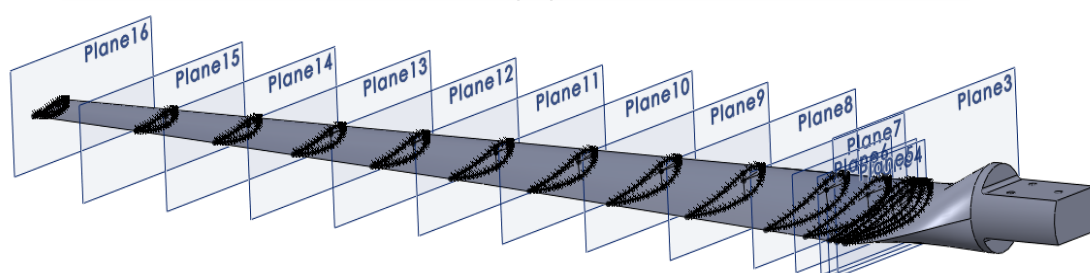
ภาพที่ 3.5 ผลการทดสอบอัตราส่วนคอรัคไบกับรัศมีใบกังหันลม [2]



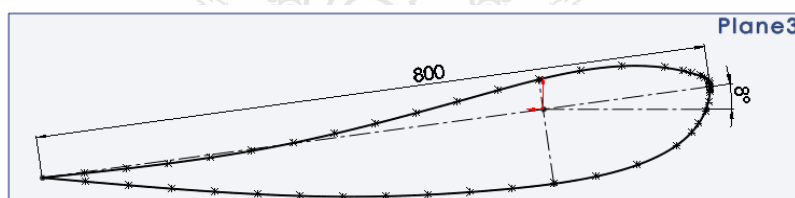
ภาพที่ 3.6 ขนาดสัดส่วนต้นแบบใบกังหันลมกังหันลมผลิตไฟฟ้าขนาด 20 กิโลวัตต์

3.1.5 การออกแบบสร้างต้นแบบใบกังหันลม ใบกังหันลม (Blade) ซึ่งเป็นชิ้นส่วนสำคัญที่สุดที่ทำให้เกิดพลังงานกลกับเพลากังหันลมในการออกแบบสำหรับกังหันลมความเร็วลมต่ำ โดยทำการออกแบบรูปแบบ และลักษณะของใบกังหันโดยใช้โปรแกรมสำเร็จรูป Solid works มาช่วยในการออกแบบทำให้การขึ้นรูปใบกังหันต้นแบบ มีความง่ายขึ้น สะดวกและรวดเร็วในการออกแบบ โดยการนำ าร่างหยดน้ำ รุ่น S-1223 มาสร้างเป็นต้นแบบใบกังหันลมผลิตไฟฟ้า ขนาด 20 กิโลวัตต์ โดยการออกแบบ 2 ลักษณะดังนี้

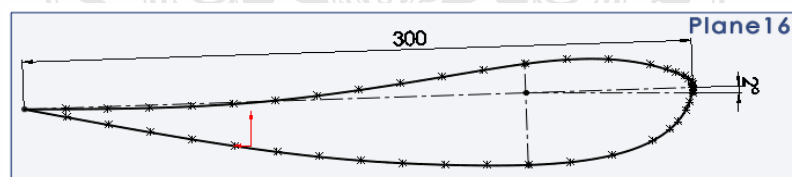
แบบที่ 1 ใบกังหันลมแบบ 8/2 (Blade Type 8/2) จะเป็นใบกังหันลมที่มีลักษณะมุมบิดที่โคนใบ (Pitch Angle) 8 องศา และบิดมุมที่ปลายใบ (Tip Pitch Angle) 2 องศา หรือ แบบใบบิดมุม (Twisted Blade) ภาพที่ 3.7 จะแสดงให้เห็นว่าที่ตำแหน่งมุมบิดโคนใบระนาบที่ 3 (Plane3) ทำมุม 8 องศา ส่วนมุมบิดที่ปลายใบระนาบที่ 16 (Plane16) ทำมุม 2 องศา มีลักษณะปลายใบเรียว (Taper) ประมาณ 5.5 องศา ความยาวคอर्ड (Chord Length) โคนใบ 80 เซนติเมตร และความยาวคอर्डปลายใบ 30 เซนติเมตร ส่วนภาพภาคตัดขวางของใบจะแสดงเอาไว้ในภาพที่ 3.8 และภาพที่ 3.9 ตามลำดับ



ภาพที่ 3.7 ตำแหน่งมุมบิดใบกังหันจากโคนใบถึงปลายใบ แบบที่ 1 (8/2)



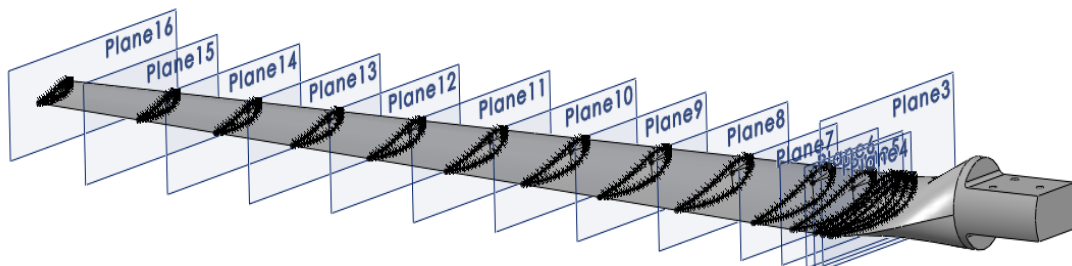
ภาพที่ 3.8 ภาพตัดขวางตำแหน่งมุมบิดโคนใบ Plane3 ทำมุม 8 องศา แบบที่ 1 (8/2)



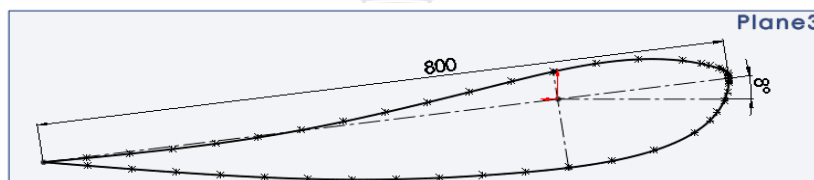
ภาพที่ 3.9 ภาพตัดขวางตำแหน่งมุมบิดปลายใบ Plane16 ทำมุม 2 องศา แบบที่ 1 (8/2)

แบบที่ 2 ใบกังหันลมแบบ 8/8 (Blade Type 8/8) จะเป็นใบกังหันลมที่มีลักษณะมุมบิดที่โคนใบ (Pitch Angle) 8 องศา ตลอดความยาวใบ หรือ แบบใบมุมคงที่ (Straight Blade) ภาพที่ 3.10 จะแสดงให้เห็นว่าที่ตำแหน่งมุมบิดโคนใบ (Plane3) ทำมุม 8 องศา คงที่ตลอดความยาวจากระนาบที่ 3 (Plane 3) ถึงปลายใบระนาบที่ 16 (Plane16) ลักษณะปลายใบเรียว (Taper) ประมาณ 5.5 องศา ความ

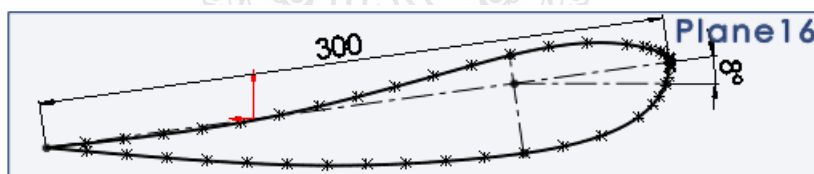
ยาวคอร์ด (Chord Length) โคนใบ 80 เซนติเมตร และความยาวคอร์ดปลายใบ 30 เซนติเมตร ส่วนภาพภาคตัดขวางของใบจะแสดงเอาไว้ใน ภาพที่ 3.11 และ ภาพที่ 3.12 ตามลำดับ



ภาพที่ 3.10 ตำแหน่งมุมบิดใบกั้นกันจากโคนใบถึงปลายใบ แบบที่ 2 (8/8)



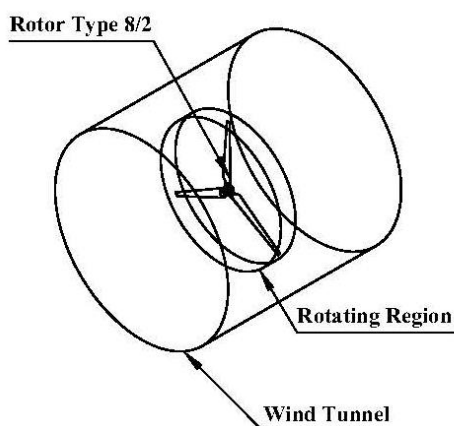
ภาพที่ 3.11 ภาพตัดขวางตำแหน่งมุมบิด โคนใบ Plane3 ทำมุม 8 องศา แบบที่ 2 (8/8)



ภาพที่ 3.12 ภาพตัดขวางตำแหน่งมุมบิดปลายใบ Plane16 ทำมุม 8 องศา แบบที่ 2 (8/8)

3.1.6 การสร้างแบบจำลองการไหล

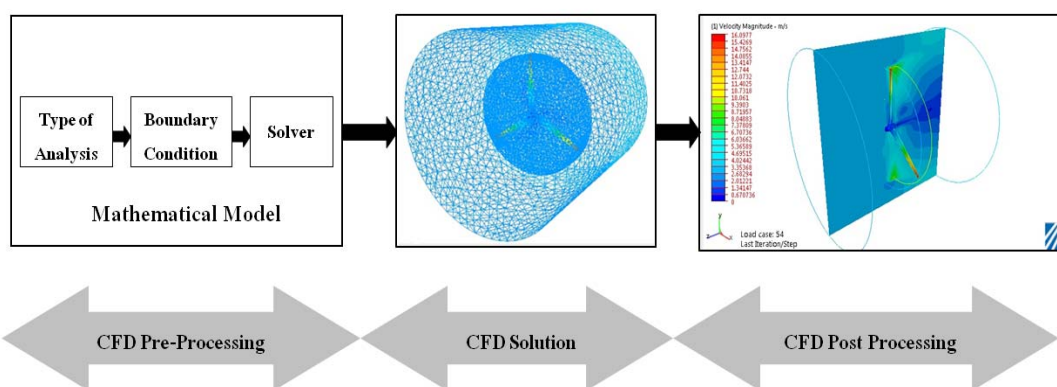
การใช้งานของโปรแกรม CF-Design V9.0 มีวัตถุประสงค์เพื่อลดความยุ่งยากของการคำนวณผลทางพลศาสตร์ของไหลที่ต้องคำนวณด้วยมือ และวิเคราะห์การทำงานหรือปัญหาทางด้านของไหลที่เกินขีดความสามารถที่จะคำนวณด้วยมือได้ ประโยชน์ที่ได้รับจากโปรแกรม CF-Design V9.0 คือ ความเชื่อมั่นในผลของคำตอบ สรุปผลการทดลองด้วยข้อมูลที่สามารถมองเห็นภาพ สามารถสร้างจินตนาการให้กับผู้ที่สนใจและยังไม่เข้าใจเข้าถึงเนื้อหาทางพลศาสตร์ของไหล ดูภาพที่ 3.13 สร้างแบบจำลองการไหลด้วยโปรแกรม Solid work



Assembly CFD-Model
Blade Type 8/2

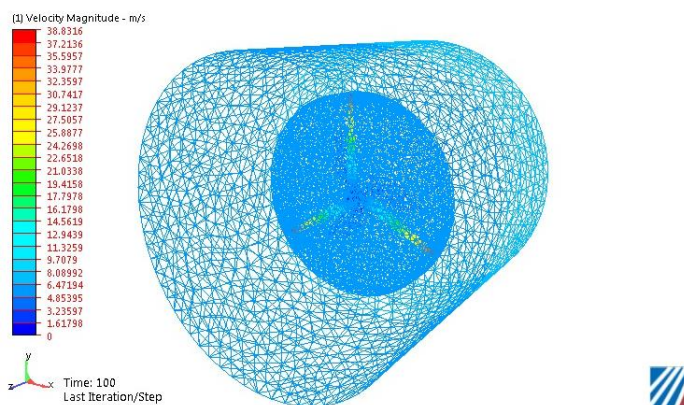
ภาพที่ 3.13 สร้างแบบจำลองการไหลด้วยโปรแกรม Solid work

การกำหนดเงื่อนไขขอบเขตต่างๆ ของปัญหาที่กำหนดจะกระทำลงบน โหนด (Nodes) ของชิ้นส่วนแบบแบ่งเอลิเมนต์ (Finite Element Mesh) ภาพที่ 3.14 แสดงโครงสร้างเอลิเมนต์ และการคำนวณผลในการกำหนดขอบเขตในโปรแกรม CF-Design จะมีการกำหนดขอบเขตไว้ด้วยกัน 6 ขอบเขตสำหรับ สมการทางปริมาตร สเตลาร์ คือ ขอบเขตทางเข้า ขอบเขตทางออก ขอบเขตพื้นผิวไม่เกิดการไหล ขอบเขตเส้นสมมาตร ขอบเขตพื้นผิวเกิดการไหล และขอบเขตช่วงเวลา

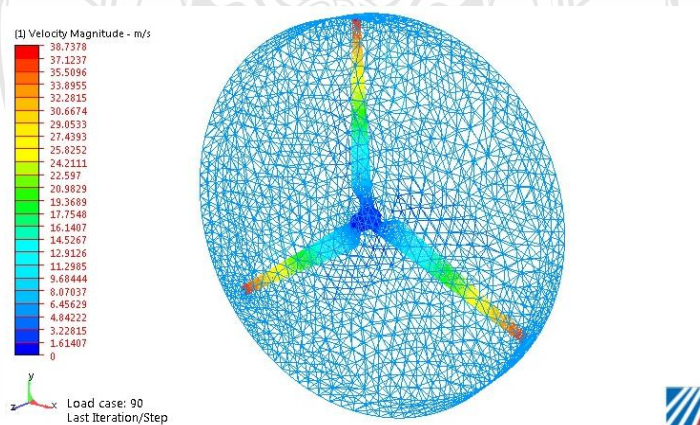


ภาพที่ 3.14 การกำหนดเงื่อนไขขอบเขตต่างๆ ของปัญหา

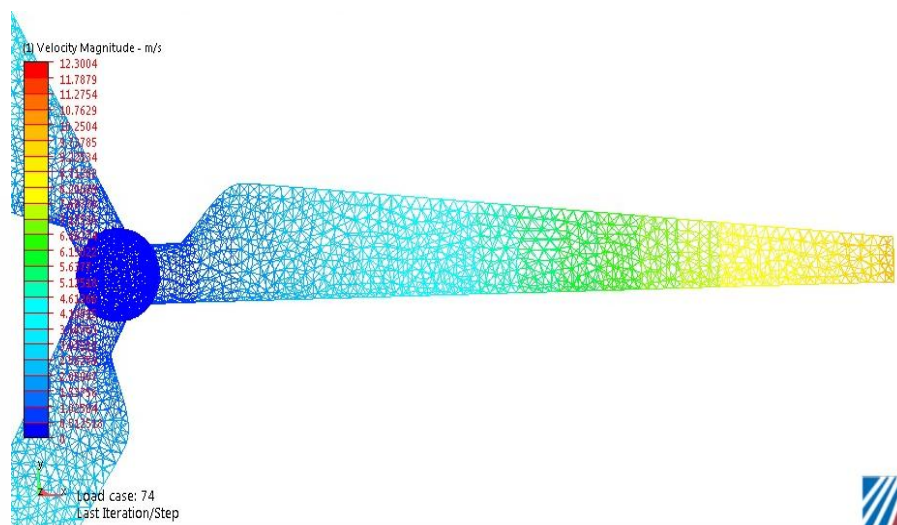
การสร้างเมช การจำลองการไหลในระบบกังหันลม จะต้องทำการแยกชิ้นส่วนของระบบกังหันลมผลิตไฟฟ้าขนาดเล็กออกเป็นชิ้นส่วนย่อยๆ เพื่อให้ง่ายและสะดวกต่อการสร้างเมช (Mesh) ดังภาพที่ 3.15 โดยแบ่งออกเป็น ช่องทางลมเข้าใบกังหันลม และช่องทางลมออกจากใบกังหันลม แต่ละส่วนกำหนดขนาดของเมช (Mesh) ให้มีความแตกต่างกัน ภาพที่ 3.16 และภาพที่ 3.17 ในส่วนของใบกังหันลม และขอบเขตการหมุน (Rotating Region) เป็นส่วนที่มีความสำคัญมากเพราะบริเวณนี้จะมีการเปลี่ยนแปลงความดันและความเร็วในการไหลค่อนข้างสูง จึงต้องสร้างเมช (Mesh) ให้มีความละเอียดค่อนข้างสูง เพราะใบกังหันที่กำลังหมุนจะเปลี่ยนพลังงานจลน์จากความเร็วลมให้เป็นพลังงานกลดังนั้นเพื่อให้ผลการทดลองถูกต้องแม่นยำ จึงต้องทำการกำหนดเมช (Mesh) ให้มีความละเอียดสูงในส่วนดังกล่าว



ภาพที่ 3.15 กำหนดขนาดของเมชอุโมงค์ลม

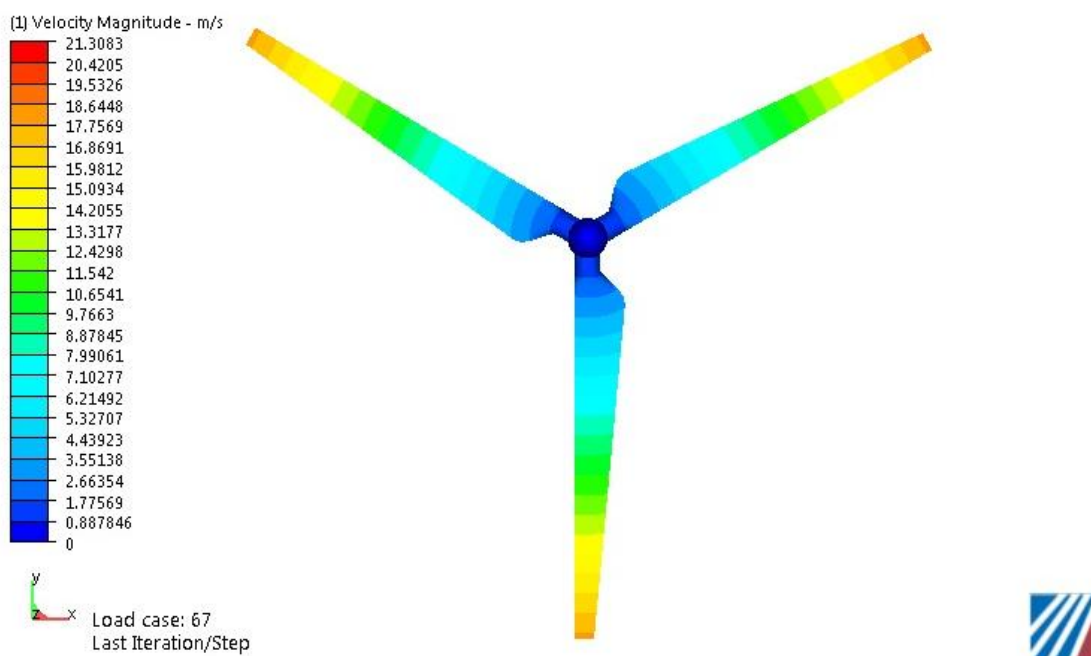


ภาพที่ 3.16 กำหนดขนาดของเมชขอบเขตการหมุน



ภาพที่ 3.17 กำหนดขนาดของเมชใบกังหันลม

เมื่อทำการทดสอบด้วยโปรแกรม CF-Design V.9.0 จะทำให้ใบกังหันและเกิดการกระจายความเร็วในใบกังหันดังภาพที่ 3.18 และถ้าดูในรูปที่เป็นลักษณะของการแสดงเมช (Mesh) ร่วมกับการกระจายความเร็วในใบกังหันลม



ภาพที่ 3.18 การกระจายของความเร็วในใบกังหันลม

3.1.7 การออกแบบระบบส่งกำลัง

3.1.7.1 การออกแบบขนาดเพลา ในการออกแบบขนาดเพลาส่งกำลังจะคำนวณจากความสัมพันธ์ระหว่าง แรงบิด (Torque) และกำลังงาน (Power) ลักษณะการใช้งาน โดยทั่วไปของเพลา ก็ คือ การถ่ายทอดกำลังจากส่วนหนึ่งไปยังอีกส่วนหนึ่ง กำลัง คือ อัตราการทำงานดังนั้นกำลังที่เกิดจากแรงบิด หรือ โมเมนต์บิด โดยอาศัย สมการที่ (2.26) มาใช้ในการออกแบบเพลาทั้งหันลมแนวแกน นอนผลิตไฟฟ้า ขนาด 20 กิโลวัตต์ (P_w) ความเร็วรอบ (N) ของเพลา 30 rpm เป็นความเร็วที่กำหนด ขึ้นมาสำหรับการออกแบบรอบกึ่งหันลมให้มีความปลอดภัยสำหรับชิ้นส่วนต่างๆ ของระบบ ที่เกี่ยวข้องกับภาระหมุน เช่น ใบกึ่งหันลม แบร์ริง คุมเพลา สลักเกลียว เบรก เฟืองทด เป็นต้น

$$P = T\omega = \frac{2\pi NT}{60}$$

โดยที่

P_w = กำลังงาน (วัตต์)

T = โมเมนต์บิดหรือแรงบิดที่เกิดขึ้น (นิวตันเมตร)

ω = ความเร็วเชิงมุม (เรเดียนต่อวินาที)

N = ความเร็วรอบของเพลา (รอบต่อนาที)

แทนค่าลงในสมการที่ (2.26) จะได้ดังนี้

$$20,000 = \frac{2 \times \pi \times 30 \times T}{60}$$

ดังนั้นจะได้แรงบิดเท่ากับ

$$T = \frac{20,000 \times 60}{2 \times \pi \times 30} = 6,366.197 \text{ N.m}$$

แรงบิดที่เกิดขึ้นกับเพลาหลัก มีค่าเท่ากับ 6,366.197 นิวตันเมตร ($6,366.197 \times 10^3 \text{ N.mm}$) และจากความสัมพันธ์ระหว่างแรงบิด (Torque) กับความเค้นเฉือน (Shear Stresses) บนพื้นที่หน้าตัดของเพลาตัน รัศมี r สมการที่ใช้ในการคำนวณหาความเค้นเฉือนสูงสุด (Maximum Shearing Stresses) ของเพลาตัน จะได้ดัง สมการที่ (2.27)

$$\tau_{\max} = \frac{Tr}{J}$$

- เมื่อ
- τ_{\max} = ความเค้นเฉือนสูงสุดของเพลลา (นิวตันต่อตารางเมตร)
 - T = โมเมนต์บิดหรือแรงบิดที่เกิดขึ้น (นิวตันเมตร)
 - J = ค่าโมเมนต์ความเฉื่อยเชิงขั้วของพื้นที่หน้าตัด (เมตร⁴)
 - r = รัศมีของเพลลา (เมตร)

เนื่องจากวัสดุที่นำมาผลิตเป็นเพลลาเป็นเหล็กซึ่งจะมีค่าความเค้นเฉือนสูงสุดอยู่ที่ประมาณ 150 นิวตันต่อตารางมิลลิเมตร และเพลลาที่ต้องการเป็นเพลลาตัน ดังนั้นต้องเลือกใช้ค่าโมเมนต์ความเฉื่อยเชิงขั้วของเพลลาตันจากสมการ (2.28) ทำให้ได้สูตรหาความเค้นเฉือนสูงสุดเป็นดังต่อไปนี้

$$J = \frac{\pi D^4}{32}$$

แทนค่าลงใน สมการที่ (2.27) จะได้ดังนี้

$$150 \text{ N/mm}^2 = \frac{16 \times 6,366.197 \text{ N.m} \times 10^3}{\pi \times D^3}$$

$$D = \sqrt[3]{\left(\frac{16 \times 6,366.197 \times 10^3}{150 \times \pi} \right)}$$

$$D = 60 \text{ mm.}$$

กำหนดค่าความปลอดภัย (Safety Factor, n) = 2.0 จะได้ $D = 60 \times 2 = 120 \text{ mm}$ เพลลาหลักที่ใช้ในการส่งกำลังมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเล็กที่สุดต้องมีขนาดไม่น้อยกว่า 120 มิลลิเมตร

การคำนวณหาขนาดของเพลลาตาม เนื่องจากเพลลาในส่วนนี้ได้รับแรงบิดโดยชุดเฟืองทดที่มีอัตราทดเท่ากับ 1 : 5.26 เพราะฉะนั้นความเร็วรอบจึงเพิ่มขึ้นเป็น 158 rpm. และขนาดกำลังที่สามารถผลิตออกมาได้สูงสุดมีค่าเท่ากับ 10 กิโลวัตต์ ดังนั้นเราสามารถหาแรงบิดได้ จากสมการที่ (2.26)

$$10,000 = \frac{2 \times \pi \times 158 \times T}{60}$$

ดังนั้นจะได้แรงบิดเท่ากับ

$$T = \frac{10,000 \times 60}{2 \times \pi \times 158} = 604.385 \text{ N.m}$$

แรงบิดที่เกิดขึ้นกับเพลารอง มีค่าเท่ากับ 604.385 นิวตันเมตร เนื่องจากวัสดุที่นำมาใช้ผลิตเป็นเพลามีค่าความเค้นเฉือนสูงสุดอยู่ที่ประมาณ 150 นิวตันต่อตารางมิลลิเมตร และเพลาดังกล่าวต้องการเป็นเพลาดัน ดังนั้นต้องเลือกใช้ค่าโมเมนต์ความเฉื่อยเชิงขั้วของเพลาดัน (2.28) ทำให้ได้สูตรหาความเค้นเฉือนสูงสุด เมื่อแทนค่าลงใน สมการที่ (2.27) จะได้ดังนี้

$$150 \text{ N/mm}^2 = \frac{16 \times 604.385 \times 10^3}{\pi \times D^3}$$

$$D = \sqrt[3]{\left(\frac{16 \times 604.385 \times 10^3}{150 \times \pi} \right)}$$

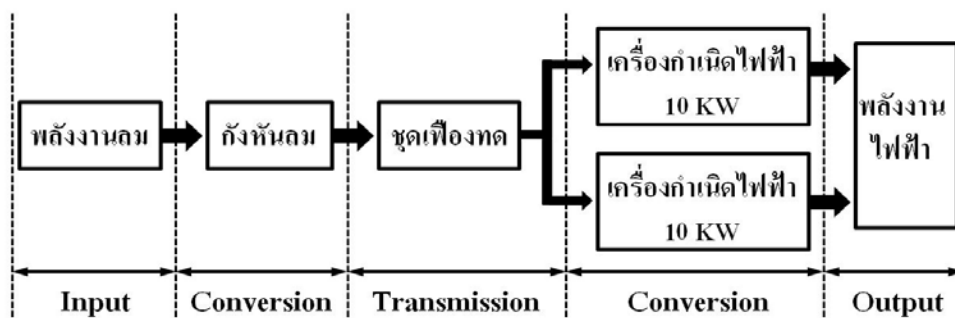
$$D = 27.377 \text{ mm.}$$

กำหนดค่าความปลอดภัย (Safety Factor, n) = 2.0 จะได้ $D = 27.377 \times 2 = 54.755 \text{ mm} \cong 55 \text{ mm}$ เพลารอง หรือเพลารองของเครื่องกำเนิดไฟฟ้า ที่ใช้ในการส่งกำลังมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเล็กที่สุดต้องมีขนาดไม่น้อยกว่า 55 มิลลิเมตร

ข้อเสนอแนะ ในการคำนวณเลือกขนาดเพลาดังกล่าวต้องใช้ค่าแฟกเตอร์ความปลอดภัย (n) มากกว่า 1 เสมอ การกำหนดค่าแฟกเตอร์ความปลอดภัยเมื่อนำไปคูณกับขนาดของเพลาดังกล่าวแล้วค่าที่ได้ควรเป็นจำนวนเต็มเนื่องจากขนาดของแบร็ริงและขนาดของเพลาดังกล่าวที่มีอยู่ในท้องตลาดจะมีขนาดจำกัดเป็นจำนวนเต็ม

3.1.7.2 ระบบส่งกำลังแบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้าขนาด 10 กิโลวัตต์ 2 ตัว การออกแบบระบบส่งกำลังทางกลแบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้าขนาด 10 กิโลวัตต์ 2 ตัว (Dual System) ปรากฏที่ 3.19 จากกังหันลมที่เราออกแบบนั้นเป็นกังหันความเร็วลมต่ำ กังหันลมต้องสามารถเริ่มต้นออกตัวหมุน

(Start-Up Wind Speed) ได้ดีที่ความเร็วลมต่ำด้วยจึงจะสามารถเริ่มต้นผลิตไฟฟ้าได้ การลดขนาดของเครื่องกำเนิดไฟฟ้าลงเป็นการลดแรงบิดเริ่มต้นของเครื่องกำเนิดไฟฟ้าแต่เพิ่มจำนวนเครื่องกำเนิดไฟฟ้าให้ยังคงสามารถผลิตไฟฟ้าได้เท่าเดิม 20 กิโลวัตต์



ภาพที่ 3.19 ลำดับขั้นตอนระบบส่งกำลังทางกลแบบ Dual System

จากข้อมูล ภาคผนวก ก ตารางที่ ก.1 ใบกังหันลม แบบที่ 1 แบบ 8/2 (Blade Type 8/2) มาใช้ในการออกแบบระบบส่งกำลังด้วยเฟือง ที่ความเร็วลม 2.5 เมตรต่อวินาที ข้อมูลกังหันลมหมุนที่ 23 รอบต่อนาที แรงบิด 109 นิวตันเมตร กำลังงาน 0.26 กิโลวัตต์ และข้อมูลเครื่องกำเนิดไฟฟ้า ขนาด 10 กิโลวัตต์ รอบการทำงานอยู่ที่ 120 รอบต่อนาที ประสิทธิภาพสูงสุด 94 เปอร์เซ็นต์ แรงบิดเริ่มต้น (Starting Torque) น้อยกว่า 10 นิวตันเมตร ดูภาพที่ 3.20 รายละเอียดของเครื่องกำเนิดไฟฟ้า ขนาด 10 กิโลวัตต์ การส่งกำลังแบบอัตราทดชั้นเดียว $i = 1 : 5.26$ สามารถจะคำนวณได้ตามสมการที่ (2.30)

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1}$$

โดยที่

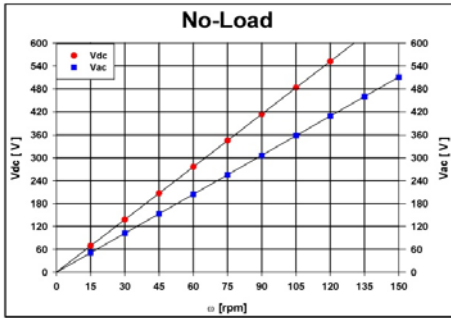
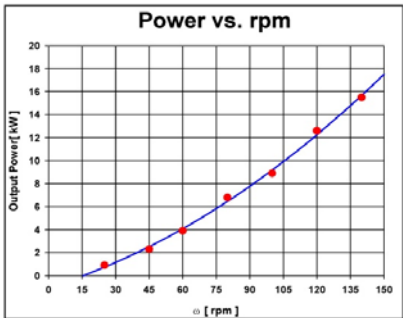
- i = อัตราทด (Velocity Ratio)
- n_1, n_2 = ความเร็วรอบ (รอบต่อนาที)
- Z_1, Z_2 = จำนวนฟันเฟืองขับและตาม

แทนค่าลงในสมการที่ (2.24) จะได้

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1} \quad \text{ดังนั้น} \quad \frac{1}{5.26} = \frac{23}{n_2} \quad \text{จะได้} \quad n_2 = 23 \times 5.26 = 120.98 \cong 121 \text{ รอบต่อนาที}$$

รายละเอียดของเครื่องกำเนิดไฟฟ้า ขนาด 10 กิโลวัตต์ (PMG-10 kWA)			
Model: 10 kW PMSG	Symbol	Units	
1. Output Power	Po	kW	10
2. Rated Speed	ω	rpm	120
3. Output Voltage	E	V	3-ph
4. Max. Efficiency	η	%	94
5. Rotor	-	-	PM
6. Number of Pole	-	-	30
7. Speed Constant	K_E	Vdc/rpm	4.6
8. Resistance at 20 °C (Line-Line)	R_T	Ω	1.79
9. Inductance (Line-Line)	L	mH	24.9
10. Rotor Inertia	J	Kg-m ²	1.47
11. Maximum Temperature	C_{Max}	°C	150
12. Winding	-	-	Wye
13. Starting Torque	-	N-m	< 10
14. Shaft Play-Axial	-	mm	< 0.2
15. Gen. Weight	Wg	Kg	210

Note: Shaft-Stainless Steel, Al-Housing, Bearing-NSK or NTN

ภาพที่ 3.20 รายละเอียดของเครื่องกำเนิดไฟฟ้า ขนาด 10 กิโลวัตต์ [14]

ดังนั้น n_2 จะหมุน 121 รอบต่อนาที ตรงกับรอบของเครื่องกำเนิดไฟฟ้าขนาด 10 กิโลวัตต์ อัตราทด $i=5.26$ การคำนวณหาการสูญเสียแรงบิดเนื่องจากอัตราทดของชุดเฟืองทด ของระบบส่งกำลังทางกลแบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้า ขนาด 10 กิโลวัตต์ 2 ตัว (Dual System) ดังนั้นการส่งโมเมนต์บิด (Moment) หรือแรงบิดของเฟืองทด สามารถจะคำนวณได้ตามสมการที่ (2.31)

$$i = \frac{M_2}{M_1} = \frac{Z_2}{Z_1}$$

โดยที่

i = อัตราทด (Velocity Ratio)

M_1 = โมเมนต์บิดของเฟืองขับ (นิวตันเมตร)

M_2 = โมเมนต์บิดของเฟืองตาม (นิวตันเมตร)

Z_1, Z_2 = จำนวนฟันเฟืองขับและตาม

แทนค่าลงในสมการที่ (2.31) จะได้

$$\frac{1}{5.26} = \frac{M_2}{109} \quad \text{ดังนั้น} \quad M_2 = \frac{109}{5.26} \text{ นิวตันเมตร} \quad \text{จะได้} \quad M_2 = 20.72 \text{ นิวตันเมตร}$$

ดังนั้นแรงบิดสูญเสียเนื่องจากระบบส่งกำลัง ($T_{Transmission}$) จากสมการที่ (2.32) เท่ากับแรงบิด $M_1 - M_2$ จะได้

$$T_{Transmission} = M_1 - M_2$$

แทนค่าลงในสมการที่ (2.32) จะได้

$$T_{Transmission} = 109 - 20.72 \text{ นิวตันเมตร} \quad \text{จะได้} \quad T_{Transmission} = 88.28 \text{ นิวตันเมตร}$$

ดังนั้นจะได้แรงบิดสูญเสียเนื่องจากระบบส่งกำลัง ($T_{Transmission}$) = 88.28 นิวตันเมตร และแรงบิดสูญเสียเนื่องจากแรงบิดเริ่มต้น (Starting Torque) เครื่องกำเนิดไฟฟ้า ขนาด 10 กิโลวัตต์ 2 ตัว น้อยกว่าตัวละ 10 นิวตันเมตร จะได้แรงบิดสูญเสียเนื่องจากเครื่องกำเนิดไฟฟ้า ($T_{Generator}$) 20 นิวตันเมตร จะได้แรงบิดของระบบส่งกำลังทางกลแบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้า ขนาด 10 กิโลวัตต์ 2 ตัว (Dual System, T_{Dual}) จากสมการที่ (2.33)

$$T_{Dual} = T_{Turbine} - T_{Transmission} - T_{Generator}$$

โดยที่

$$T_{Dual} = \text{แรงบิดของระบบส่งกำลังแบบ Dual System (นิวตันเมตร)}$$

$$T_{Turbine} = \text{แรงบิดกังหันลม (นิวตันเมตร)}$$

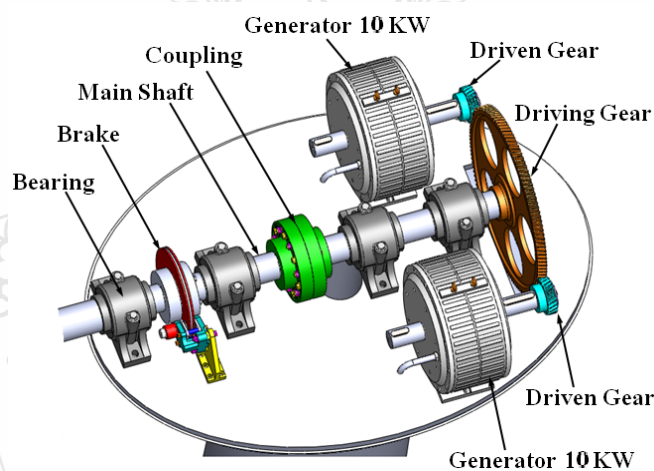
$$T_{Transmission} = \text{แรงบิดเริ่มต้นของระบบส่งกำลัง (นิวตันเมตร)}$$

$$T_{Generator} = \text{แรงบิดเริ่มต้นของเครื่องกำเนิดไฟฟ้า (นิวตันเมตร)}$$

แทนค่าลงในสมการที่ (2.33) จะได้

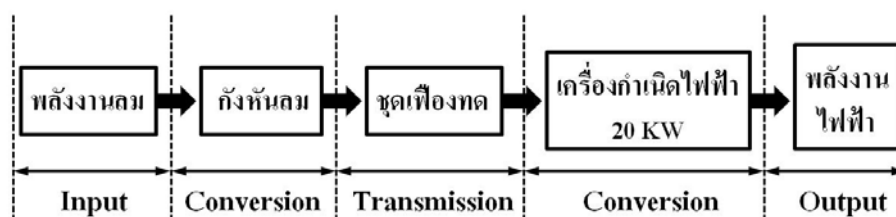
$$T_{Dual} = 109 - 88.28 - 20 \text{ นิวตันเมตร} \quad \text{จะได้} \quad T_{Dual} = 0.72 \text{ นิวตันเมตร}$$

ดังนั้นที่ความเร็วลม 2.5 เมตรต่อวินาที ระบบส่งกำลังทางกลแบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้าขนาด 10 กิโลวัตต์ 2 ตัว (Dual System, T_{Dual}) กังหันลมยังมีแรงบิดที่สามารถเริ่มต้นออกตัวหมุน (Start-Up Wind Speed) 0.72 นิวตันเมตร ภาพที่ 3.21 แสดงต้นแบบระบบส่งกำลังทางกลแบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้าขนาด 10 กิโลวัตต์ 2 ตัว



ภาพที่ 3.21 ภาพชิ้นส่วนประกอบของระบบส่งกำลังทางกลแบบ Dual System

3.1.7.3 ระบบส่งกำลังทางกลแบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้าขนาด 20 กิโลวัตต์ 1 ตัว การออกแบบระบบส่งกำลังทางกลแบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้าขนาด 20 กิโลวัตต์ 1 ตัว (Single System) ภาพที่ 3.22 เป็นการศึกษาเปรียบเทียบกันระหว่างสองระบบ จากกังหันลมที่ออกแบบนั้นเป็นกังหันความเร็วลมต่ำ กังหันลมต้องสามารถเริ่มต้นออกตัวหมุน (Start-Up Wind Speed) ได้ดีที่ความเร็วลมต่ำด้วย จึงจะสามารถเริ่มต้นผลิตไฟฟ้าได้ แต่ขนาดของเครื่องกำเนิดไฟฟ้าขนาด 20 กิโลวัตต์ ต้องการแรงบิดเริ่มต้นที่สูงกว่า



ภาพที่ 3.22 ลำดับขั้นตอนระบบส่งกำลังทางกลแบบ Single System

จากข้อมูล ภาคผนวก ก ตารางที่ ก.1 ใบกังหันลม แบบที่ 1 แบบ 8/2 (Blade Type 8/2) มาใช้ในการออกแบบระบบส่งกำลังด้วยเฟือง สำหรับเครื่องกำเนิดไฟฟ้า ขนาด 20 กิโลวัตต์ รอบการทำงานอยู่ที่ 180 รอบต่อนาที ประสิทธิภาพสูงสุด 94 เปอร์เซ็นต์ แรงบิดเริ่มต้น (Starting Torque) น้อยกว่า 35 นิวตันเมตร ภาพที่ 3.23 รายละเอียดของเครื่องกำเนิดไฟฟ้า ในการออกแบบครั้งนี้ การส่งกำลังแบบอัตราทดชั้นเดียว $i = 1 : 7.89$ สามารถจะคำนวณได้ตามสมการที่ (2.31)

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1}$$

โดยที่ i = อัตราทด (Velocity Ratio)
 n_1, n_2 = ความเร็วรอบ (รอบต่อนาที)
 Z_1, Z_2 = จำนวนฟันเฟืองขับและตาม

แทนค่าลงในสมการที่ (2.31) จะได้

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1} \quad \text{ดังนั้น} \quad \frac{1}{7.89} = \frac{23}{n_2} \quad \text{จะได้} \quad n_2 = 23 \times 7.89 = 181.47 \cong 181 \text{ รอบต่อนาที}$$

ดังนั้น n_2 จะหมุน 181 รอบต่อนาที ตรงกับรอบของเครื่องกำเนิดไฟฟ้าขนาด 20 กิโลวัตต์ อัตราทด $i = 7.89$ การคำนวณหาการสูญเสียแรงบิดเนื่องจากอัตราทดของชุดเฟืองทด ของระบบส่งกำลังทางกลแบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้า ขนาด 20 กิโลวัตต์ 1 ตัว (Single System) ดังนั้นการส่งโมเมนต์บิด (Moment) หรือแรงบิดของเฟืองทด สามารถจะคำนวณได้ตามสมการที่ (2.31)

$$i = \frac{M_2}{M_1} = \frac{Z_2}{Z_1}$$

โดยที่ i = อัตราทด (Velocity Ratio)
 M_1 = โมเมนต์หมุนของเฟืองขับ (นิวตันเมตร)
 M_2 = โมเมนต์หมุนของเฟืองตาม (นิวตันเมตร)
 Z_1, Z_2 = จำนวนฟันเฟืองขับและตาม

รายละเอียดของเครื่องกำเนิดไฟฟ้า ขนาด 20 กิโลวัตต์ (PMG-20 kW)	
Electrical Specification	
Rated output power (kW)	20
Rated Rotation Speed (rpm)	180
Rectified DC current at Rated Output (A)	48
Required Torque at rated power (N-m)	2,135
Phase Resistance (Ohm)	5.0
Output Wire Square Section (mm ²)	8
Output Wire Length (mm)	200
Insulation	H Class
Generator configuration	3 phase star connected AC output
Design Lifetime	> 20 years
Mechanical Specification	
Weight (kg)	580
Starting Torque (N-m)	< 35
Rotor Inertia (kg-m)	3.75
Bearing Type	High standard Sweden SKF (Front) Sweden SKF (Rear)

ภาพที่ 3.23 รายละเอียดของเครื่องกำเนิดไฟฟ้า ขนาด 20 กิโลวัตต์ [15]

แทนค่าลงในสมการที่ (2.31) จะได้

$$\frac{1}{7.89} = \frac{M_2}{109} \quad \text{ดังนั้น} \quad M_2 = \frac{109}{7.89} \text{ นิวตันเมตร} \quad \text{จะได้} \quad M_2 = 13.93 \text{ นิวตันเมตร}$$

ดังนั้นแรงบิดสูญเสียเนื่องจากระบบส่งกำลัง ($T_{Transmission}$) จากสมการที่ (2.32) เท่ากับแรงบิด $M_1 - M_2$ จะได้ว่า

$$T_{Transmission} = M_1 - M_2$$

แทนค่าลงในสมการที่ (2.32) จะได้ว่า

$$T_{Transmission} = 109 - 13.93 \text{ นิวตันเมตร} \quad \text{จะได้ว่า} \quad T_{Transmission} = 95.07 \text{ นิวตันเมตร}$$

ดังนั้นจะได้แรงบิดสูญเสียเนื่องจากระบบส่งกำลัง ($T_{Transmission}$) = 95.07 นิวตันเมตรและแรงบิดสูญเสียเนื่องจากแรงบิดเริ่มต้น (Starting Torque) เครื่องกำเนิดไฟฟ้า ขนาด 20 กิโลวัตต์ 1 ตัว น้อยกว่า 35 นิวตันเมตร จะได้ว่าแรงบิดสูญเสียเนื่องจากเครื่องกำเนิดไฟฟ้า ($T_{Generator}$) 35 นิวตันเมตร จะได้ว่าแรงบิดของระบบส่งกำลังทางกลแบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้า ขนาด 20 กิโลวัตต์ 1 ตัว (Single System, T_{Single}) จากสมการที่ (2.34)

$$T_{Single} = T_{Turbine} - T_{Transmission} - T_{Generator}$$

โดยที่ T_{Single} = แรงบิดของระบบส่งกำลังแบบ Single System (นิวตันเมตร)

$T_{Turbine}$ = แรงบิดกักทันลม (นิวตันเมตร)

$T_{Transmission}$ = แรงบิดเริ่มต้นของระบบส่งกำลัง (นิวตันเมตร)

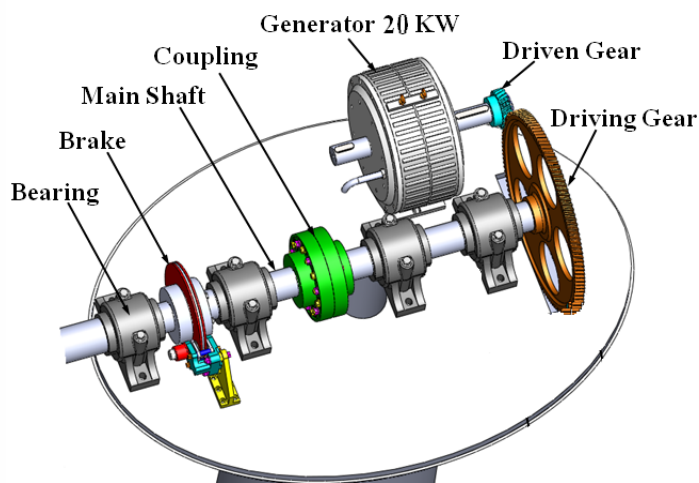
$T_{Generator}$ = แรงบิดเริ่มต้นของเครื่องกำเนิดไฟฟ้า (นิวตันเมตร)

แทนค่าลงในสมการที่ (2.34) จะได้ว่า

$$T_{Single} = 109 - 95.07 - 35 \text{ นิวตันเมตร} \quad \text{จะได้ว่า} \quad T_{Single} = -21.07 \text{ นิวตันเมตร}$$

ดังนั้นที่ความเร็วลม 2.5 เมตรต่อวินาที ระบบส่งกำลังทางกลแบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้า ขนาด 20 กิโลวัตต์ 1 ตัว (Single System, T_{Single}) กักทันลมไม่มีแรงบิดเพียงพอที่สามารถเริ่มต้นออกตัวหมุน (Start-Up Wind Speed) เพราะว่าการระบบส่งกำลัง ยังต้องการแรงบิดเพิ่มอีก 21.07 นิวตันเมตร จึงจะเอาชนะแรงบิดเริ่มต้น (Starting Torque) ได้ ระบบส่งกำลังทางกลแบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้า

ขนาด 20 กิโลวัตต์ 1 ตัว สามารถจะเอาชนะแรงบิดเริ่มต้นได้ที่ความเร็วลม 4.0 เมตรต่อวินาที ซึ่งมีแรงบิด 3.30 นิวตันเมตร ระบบเริ่มต้นหมุนได้ ดูภาพที่ 3.24 แสดงต้นแบบระบบส่งกำลังทางกลแบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้า ขนาด 20 กิโลวัตต์ 1 ตัว



ภาพที่ 3.24 ภาพชิ้นส่วนประกอบของระบบส่งกำลังทางกลแบบ Single System

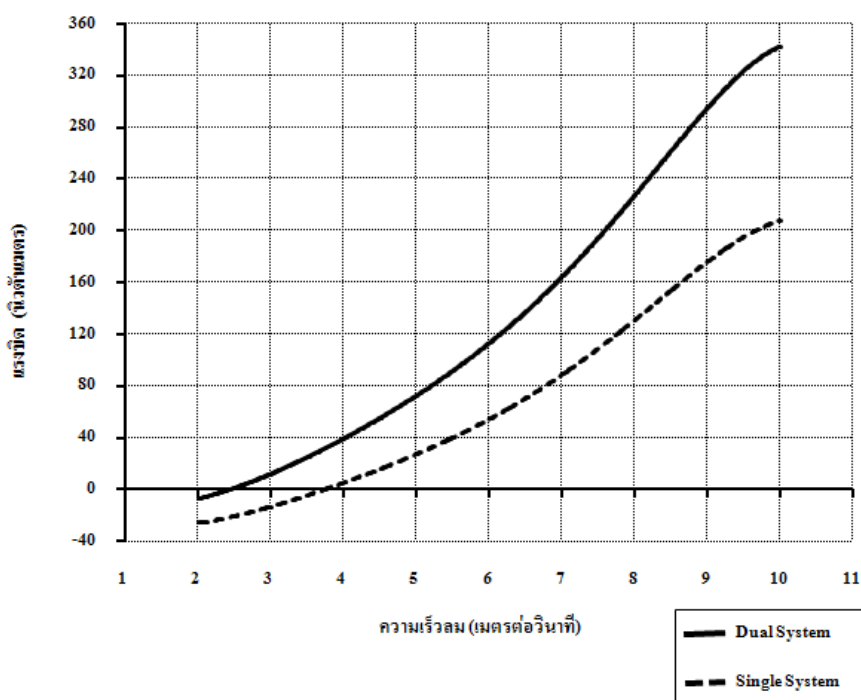
3.1.7.4 ผลการคำนวณออกแบบระบบส่งกำลัง ในการออกแบบระบบส่งกำลังทางกล ได้เลือกเอาข้อมูลของต้นแบบใบกังหันลม แบบที่ 1 แบบ 8/2 (Blade Type 8/2) จากภาคผนวก ก ตารางที่ ก.1 มาใช้ในการออกแบบระบบส่งกำลังทางกล โดยทำการศึกษาเปรียบเทียบกันระหว่างการออกแบบ ระบบส่งกำลังทางกลแบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้า ขนาด 10 กิโลวัตต์ 2 ตัว (Dual System) กับระบบส่งกำลังทางกลแบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้า ขนาด 20 กิโลวัตต์ 1 ตัว (Single System) ดังตารางที่ 3.2

ตารางที่ 3.2 บันทึกผลการคำนวณออกแบบระบบส่งกำลังทางกล

ความเร็วลม (m/s)	ใบกังหันลมแบบ 8/2		Dual System	Single System
	ความเร็วรอบ (rpm)	แรงบิด (N-m)	แรงบิด (N-m)	แรงบิด (N-m)
2.0	17	58	-8.97*	-27.62*
2.5	23	109	0.72	-21.07*
3.0	28	167	11.75	-13.75*
4.0	38	301	37.22	3.30
5.0	49	480	71.25	26.07
6.0	61	698	112.70	53.80
7.0	72	968	164.03	88.16
8.0	85	1,289	225.06	128.99
9.0	99	1,659	295.40	176.07
9.5	106	1,801	322.4	194.13
10.0	115	1,902	341.60	206.98

หมายเหตุ : * (-) แรงบิดติดลบ หมายถึง ระบบส่งกำลังยังไม่เริ่มต้นหมุนให้แรงบิด

จากตารางที่ 3.2 ผลจากการคำนวณออกแบบเปรียบเทียบระบบส่งกำลังแบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้า ขนาด 10 กิโลวัตต์ 2 ตัว (Dual System) เริ่มต้นหมุนได้ที่ความเร็วลม 2.5 เมตรต่อวินาที ส่วนระบบส่งกำลังทางกลแบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้า ขนาด 20 กิโลวัตต์ 1 ตัว (Single System) เริ่มต้นหมุนได้ที่ความเร็วลม 4.0 เมตรต่อวินาที แสดงให้เห็นว่า ระบบส่งกำลังแบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้า ขนาด 10 กิโลวัตต์ 2 ตัว ทำให้กังหันลมสามารถเริ่มต้นหมุนได้ที่ความเร็วลมต่ำได้ ซึ่งเป็นระบบส่งกำลังที่มีประสิทธิภาพสูงกว่า และใช้เป็นเกณฑ์ในการตัดสินใจเลือกใช้ระบบส่งกำลังดังกล่าวไปใช้ในการออกแบบระบบส่งกำลังสำหรับกังหันลมผลิตไฟฟ้าขนาด 20 กิโลวัตต์ จึงจะสามารถทำให้กังหันลมเริ่มต้นทำงานได้ในพื้นที่ที่มีความเร็วลมเฉลี่ย 4-5 เมตรต่อวินาที



ภาพที่ 3.25 ผลเปรียบเทียบแรงบิดกับความเร็วลมของระบบส่งกำลัง

ตามภาพที่ 3.25 กราฟแสดงผลเปรียบเทียบแรงบิดกับความเร็วลมของระบบส่งกำลังที่ได้ ออกแบบไว้ จากแนวโน้มของเส้นกราฟแสดงให้เห็นว่าระบบส่งกำลังแบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้า ขนาด 10 กิโลวัตต์ 2 ตัว เป็นระบบที่สูญเสียแรงบิดจากระบบส่งกำลังกับแรงบิดเริ่มต้นของเครื่องกำเนิดไฟฟ้าน้อยที่สุด เมื่อเทียบกับระบบส่งกำลังแบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้า ขนาด 20 กิโลวัตต์ 1 ตัว ซึ่งแรงบิดมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นลักษณะคู่ขนานกันในทุกๆ ช่วงช่วงความเร็วลม

3.2 อุปกรณ์ทดสอบใบกังหันลม

3.2.1 ชุดแหล่งกำเนิดลม เป็นต้นกำเนิดความเร็วลม สามารถสร้างความเร็วลมได้ตั้งแต่ 2-6 เมตรต่อวินาที จะประกอบไปด้วยมอเตอร์ขนาดที่ใช้ในชุดแหล่งกำเนิดลม เป็นมอเตอร์ 3 เฟส 380/660 โวลต์ 11.8/6.8 แอมแปร์ กำลังงาน 5.5 กิโลวัตต์ (7.5 แรงม้า) ความเร็วรอบสูงสุด 1,440 รอบต่อนาที ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางใบพัดลม 1.2 เมตร และควบคุมความเร็วรอบด้วยอินเวอร์เตอร์ สามารถปรับความถี่ของกระแสไฟฟ้าใบพัดที่ใช้เป็นใบพัดขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางประมาณ 1.2 เมตร มีภาคตัดใบพัดเป็นแบบแผ่นเรียบ บิดเกลียว มุมพิทโดยเฉลี่ย 26 องศา ไม่สามารถปรับ มุมพิท ความยาวคอร์ด 0.18 เมตร จำนวนใบพัด 6 ใบ ภาพที่ 3.26 แสดงชุดแหล่งกำเนิดลม



ภาพที่ 3.26 ชุดแหล่งกำเนิดลม

3.2.2 ชุดทดสอบกังหันลม (Wind Turbine Experimental Set) เป็นอุปกรณ์ที่สร้างขึ้นมาเพื่อใช้ในการทดสอบใบกังหันลมซึ่งเป็นอุปกรณ์หลักที่ใช้ติดตั้งใบกังหันลม และออกแบบมาให้ใช้งานได้เอนกประสงค์ คุมเพลลา (Hub) สามารถทดสอบใบกังหันลมได้ตั้งแต่ 1 ใบ จนถึง 6 ใบ ภาพที่ 3.27 จะแสดงชุดทดสอบทั้งหมด ในชุดทดสอบประกอบด้วยอุปกรณ์ต่างๆดังนี้



ภาพที่ 3.27 ชุดทดสอบกังหันลม

3.2.3 ชุดเสากังหันลม (Tower) จะประกอบไปด้วยเสาเหล็กขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 2 นิ้ว พร้อมฐานรองรับยึดติดกับโครงชุดทดสอบ สูง 1 เมตร จากพื้นถึงจุดศูนย์กลางเพลาสถาสามารถปรับขึ้นลงได้ และหมุนระนาบกังหันเพื่อปรับรับลมได้ 380 องศา และคุมเพลาลำหรับจับยึดใบกังหันลมสามารถติดตั้งใบกังหันลมได้ตั้งแต่ 1 ใบจนถึง 6 ใบ มีเพลาเชื่อมต่อเข้ากับชุดเครื่องมือวัดแรงบิด (Torque Transducer) โดยใช้ คัปปลิ่ง (Coupling) เป็นตัวต่อเชื่อมกัน และมีใบกังหันลมต้นแบบรัศมียาว 41 เซนติเมตร สำหรับทดสอบ ทั้งแบบ 8/2 และ แบบ 8/8 อย่างละ 2 ชุด ภาพที่ 3.28 แสดงชุดเสากังหันลมติดตั้งพร้อมทดสอบแล้ว



ภาพที่ 3.28 ชุดเสากังหันลม

3.2.4 ชุดควบคุมความเร็วมอเตอร์ (Inverter) เพื่อให้ได้ความเร็วลมตามต้องการการควบคุมรอบหมุนของใบพัดลมต้องสัมพันธ์กับความเร็วลมที่ต้องการในการทดสอบดัง ภาพที่ 3.29 สามารถปรับความถี่ของกระแสไฟฟ้าได้ละเอียดสุดที่ 0.1 เฮิร์ตซ์ อย่างไรก็ตามในการควบคุมความเร็วรอบนั้นต้องใช้เครื่องวัดความเร็วลม มาวัดเพื่อตรวจสอบความเร็วรอบจริงของใบพัดลม เนื่องจากความเร็วรอบของมอเตอร์ไม่ได้ขึ้นอยู่กับความถี่ ที่กำหนดไว้ที่มอเตอร์เพียงอย่างเดียวขึ้นอยู่กับภาระที่ทำงานด้วย ดังนั้นเวลาปรับความเร็วรอบจึงขึ้นอยู่กับความเร็วลมที่วัดได้ ตัวอย่าง เช่น ที่ความเร็วลมในการทดสอบประมาณ 3 เมตรต่อวินาที ต้องปรับอินเวอร์เตอร์ให้ได้ความเร็วรอบของมอเตอร์พัดลมประมาณ 195-205 รอบต่อนาที จึงจะสามารถสร้างความเร็วลมเฉลี่ยช่วง 3 เมตรต่อวินาที ได้ อัตราการปรับรอบมอเตอร์ให้ได้ความเร็วลมในระดับต่างๆ สามารถดูได้จาก ภาคผนวก ข ใน ตารางที่ ข.1



ภาพที่ 3.29 ชุดควบคุมความเร็วมอเตอร์

3.2.5 ใบกังหันลมต้นแบบย่อส่วน 1:15 เท่า ใช้สำหรับการทดลองมีอยู่ 2 แบบ คือ ใบกังหันลมแบบ 8/2 (Blade Type 8/2) และใบกังหันลมแบบ 8/8 (Blade Type 8/8) โดยการย่อส่วนจากของจริงลงมาด้วยอัตราส่วน 1 ต่อ 15 จึงได้ขนาดรัศมีมีความยาว 41 เซนติเมตร ทำจากไม้ ประคู้ (น้ำหนักโดยเฉลี่ยอยู่ที่ 709 กิโลกรัมต่อลูกบาศก์เมตร) น้ำหนักใบละ 75 กรัม ความยาวคอร์ดปลายใบประมาณ 20 มิลลิเมตร ความยาวคอร์ดโคนใบประมาณ 53 มิลลิเมตร ระยะคอร์ดปลายใบถึงคอร์ดโคนใบ 343 มิลลิเมตร ระยะโคนใบ 67 มิลลิเมตร ดูภาพที่ 3.30 ใบกังหันลมแบบ 8/2 (Blade Type 8/2) และภาพที่ 3.31 ใบกังหันลมแบบ 8/8 (Blade Type 8/8)



ภาพที่ 3.30 ใบกังหันลมต้นแบบย่อส่วน 1 ต่อ 15 แบบ 8/2



ภาพที่ 3.31 ใบกั้งหันลมต้นแบบย่อส่วน 1 ต่อ15 แบบ 8/8

3.2.6 ต้มน้ำหนัก (Weight) นำไปถ่วงสาย ดรัมเบรก เพลาเพื่อเพิ่มภาระโหลดอีกด้านหนึ่งของเครื่องวัดแรงบิดทำให้เกิดแรงบิดขึ้น มีหลายขนาด เช่น ขนาด 50 กรัม จำนวน 2 แผ่น, ขนาด 100 กรัม จำนวน 2 แผ่น, ขนาด 200 กรัม จำนวน 2 แผ่น เป็นต้น ภาพที่ 3.32 ต้มน้ำหนัก (Weight)



ภาพที่ 3.32 ต้มน้ำหนักเพิ่มภาระโหลดเพลา

3.2.7 ชุดเครื่องคอมพิวเตอร์ประมวลผล (Laptop/PC) ใช้สำหรับในการวิเคราะห์แบบจำลอง กังหันลมต้นแบบด้วยโปรแกรม TORQ VIEW ควรเป็นคอมพิวเตอร์ที่สามารถเคลื่อนย้ายได้สะดวก มีขนาดเล็ก กะทัดรัด เพื่อความสะดวกในการทำงานเพราะโปรแกรม TORQ VIEW เป็นซอฟต์แวร์ขนาดเล็ก ไม่มีความจำเป็นต้องใช้คอมพิวเตอร์ขนาดใหญ่ และชุดทดสอบกังหันลมมีพื้นที่จำกัดเฉพาะ จึงไม่เหมาะกับคอมพิวเตอร์แบบตั้งโต๊ะซึ่งมีอุปกรณ์พ่วงมากมาย ภาพที่ 3.33



ภาพที่ 3.33 ชุดเครื่องคอมพิวเตอร์ประมวลผล

ชุดเครื่องคอมพิวเตอร์ประมวลผลแบบตั้งโต๊ะ (Desktop Computer) ใช้สำหรับในการวิเคราะห์แบบจำลองกึ่งหั่นลดแบบด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์ CF-DesignV9.0 เป็นคอมพิวเตอร์ยี่ห้อ Acer Predator G5910 Series รุ่นซีพียู Intel Core i7 ความถี่ซีพียู 3.8 จิกะเฮิร์ตซ์ ฮาร์ดดิสก์ 1,024 จิกะไบต์ หน่วยความจำสูงสุด 8 จิกะไบต์ ระบบปฏิบัติการ Windows 7 Home Premium 64 Bit สมรรถนะของคอมพิวเตอร์มีความสำคัญกับขนาดของโมเดลในการทดสอบและเงื่อนไขในการหาผลเฉลยซึ่งจะส่งผลกับผลลัพธ์ที่ได้ อาจไม่แม่นยำได้ ในการออกแบบต้องคำนึงถึงคุณลักษณะ (Specific) ของเครื่องคอมพิวเตอร์ให้เหมาะสมกับงานด้วย

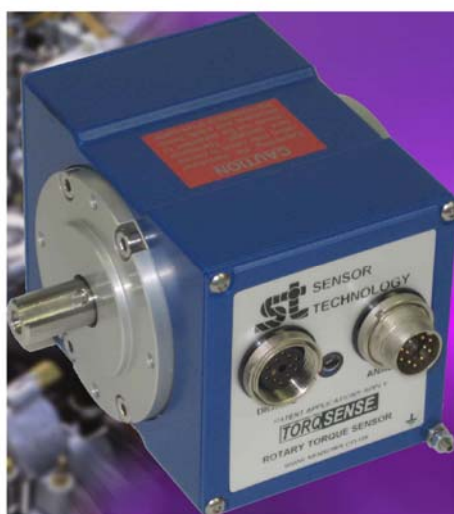
3.3 เครื่องมือวัด

3.3.1 เครื่องมือวัดความเร็วลม (Anemometer) เป็นอุปกรณ์วัดอัตราความเร็วของอากาศ ที่ไหลผ่าน เป็นชนิดหัววัดแบบใบพัด (Vane Probe) จะใช้หลักการของการนับความเร็วรอบของใบพัดที่หมุนด้วย ใบพัดมีขนาด 60 มิลลิเมตร แล้วแต่การเลือกใช้ จะเหมาะกับงานที่มีลักษณะปั่นป่วน (Turbulent Flows) พิกัดการวัด 0.8-30.0 เมตรต่อวินาที 2.8-108 กิโลเมตรต่อชั่วโมง, 1.6-58 นี้อด 160-5,900 ฟุตต่อนาที หน่วยการวัดมี เมตรต่อวินาที กิโลเมตรต่อชั่วโมง นี้อด ฟุตต่อนาที ความละเอียด 0.1 เมตรต่อวินาที 0.1 กิโลเมตรต่อชั่วโมง 0.1 นี้อด 10 ฟุตต่อนาที ใช้พลังงานแบตเตอรี่ 1 ก้อน ขนาด 9 โวลต์ รูปภาพที่ 3.34



ภาพที่ 3.34 ชุดเครื่องมือวัดความเร็วลม

3.3.2 เครื่องมือวัดแรงบิด (Torque Transducer) ยี่ห้อ TORQ SENSE รุ่น RWT 310/320 Series สามารถวัดแรงบิดได้ระหว่าง 0.0-1,000 นิวตันเมตร ได้สองทิศทางการหมุน สามารถใช้งานร่วมกับเพลาหมุนด้วยความเร็วสูงสุด 30,000 รอบต่อนาที ความผิดพลาดในการวัด ± 0.25 เปอร์เซ็นต์ แสดงผลการวัดในรูปแบบดิจิทัล เชื่อมผ่านคอมพิวเตอร์ผ่านทางช่องสัญญาณ USB ทำงานร่วมกับซอฟต์แวร์โปรแกรม TORQ VIEW แสดงค่า แรงบิด ความเร็ว และกำลังงาน บนจอประมวลผลคอมพิวเตอร์ ดูภาพที่ 3.35 เครื่องมือวัดแรงบิด (Torque Transducer) และภาพที่ 3.36 การประกอบชิ้นส่วนของชุดเครื่องมือวัดแรงบิด

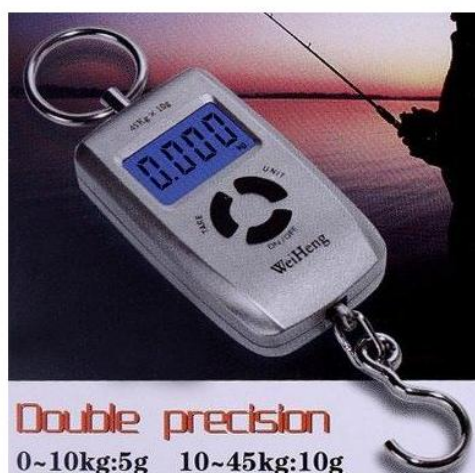


ภาพที่ 3.35 เครื่องมือวัดแรงบิด



ภาพที่ 3.36 การประกอบชุดเครื่องมือวัดแรงบิด

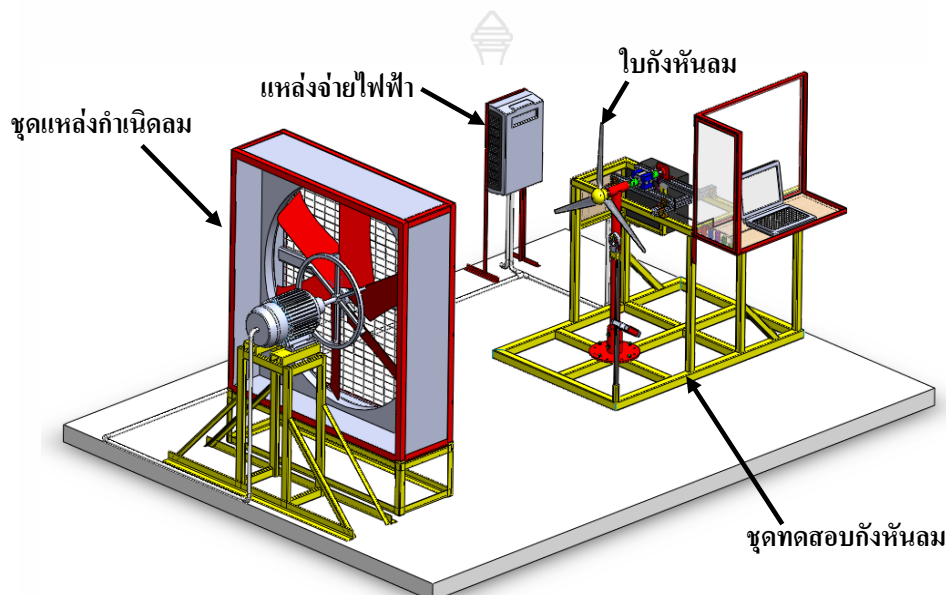
3.3.3 เครื่องชั่งน้ำหนักดิจิตอลแบบแขวน ขนาด 10 กรัม x 45 กิโลกรัม ความละเอียดสูง พิกัดสูงสุด 45 กิโลกรัม ช่วง 0-10 กิโลกรัม ความละเอียด 5 กรัม ช่วง 10-45 กิโลกรัม ความละเอียด 10 กรัม ใช้พลังงานแบตเตอรี่ ขนาด AAA จำนวน 3 ก้อน มีไว้สำหรับชั่งตวงน้ำหนักก่อนนำไปถ่วงสายดรัมเบรก เพลาเพื่อเพิ่มภาระ โหลด อีกด้านหนึ่งของเครื่องวัดแรงบิด ภาพที่ 3.37 เครื่องชั่งน้ำหนักดิจิตอลแบบแขวน



ภาพที่ 3.37 เครื่องชั่งน้ำหนักดิจิตอลแบบแขวน

3.4 ผังการจัดวางเครื่องมือวัดและอุปกรณ์

ในการสร้างเครื่องมือและอุปกรณ์นั้นก็จะเป็นการสร้างในส่วนที่เป็นชุดทดสอบประสิทธิภาพกังหันลมเป็นหลัก ซึ่งมีอุปกรณ์ที่ต้องสร้างขึ้นมาใช้ในการทดสอบมีอยู่ 3 ส่วนหลัก ดังต่อไปนี้ ชุดแหล่งกำเนิดลม ใบกังหันลม และชุดทดสอบประสิทธิภาพกังหันลม ดังภาพที่ 3.38



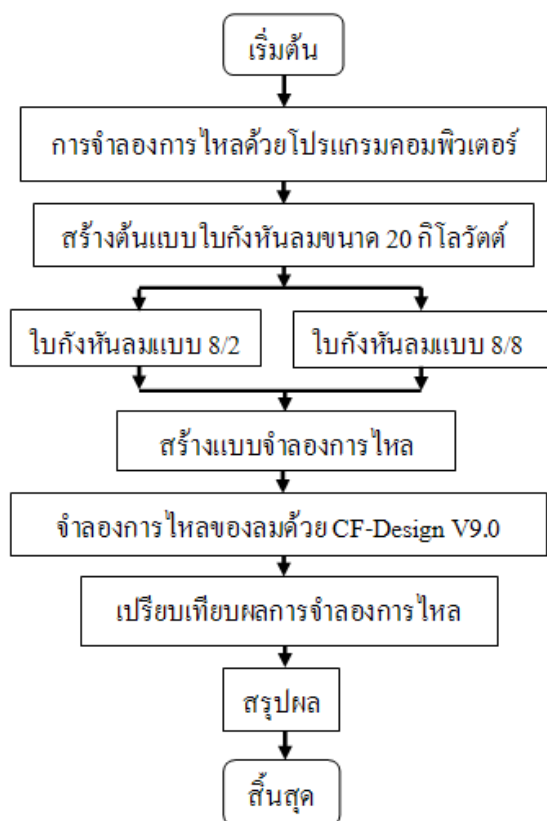
ภาพที่ 3.38 แผนผังรูปการวางอุปกรณ์ชุดทดลอง

3.5 ขั้นตอนวิธีการทดลองและเก็บข้อมูล

ในการทดลองและการเก็บข้อมูลได้มีการทดลองอยู่สองส่วนด้วยกัน คือ การหาผลเฉลยด้วยโปรแกรมวิเคราะห์ผลทางพลศาสตร์การไหล CF-Design V9.0 กับ การทดลองด้วยชุดทดสอบประสิทธิภาพกังหันลมแนวแกนนอน และส่วนที่สามจะเป็นการออกแบบระบบส่งกำลังทางกลเป็นการนำผลที่ได้จากการทดสอบมาออกแบบให้เหมาะสมกับการนำไปใช้งานได้

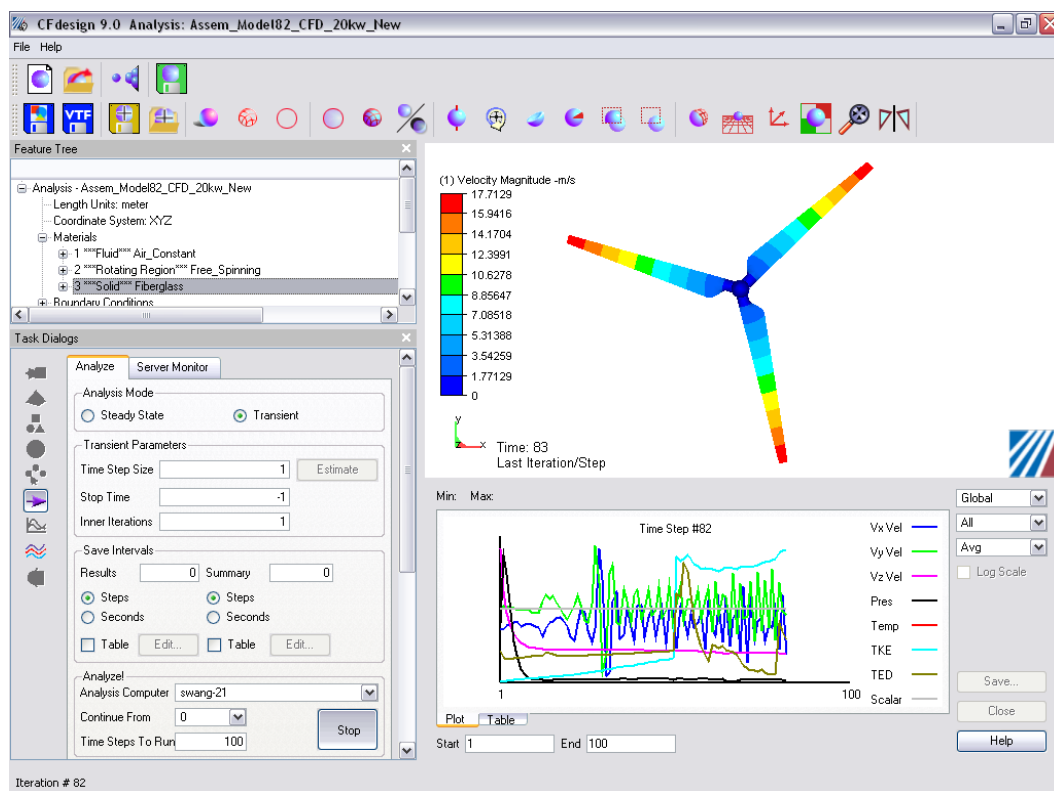
3.5.1 ผลจากการจำลองการไหล ด้วยโปรแกรมวิเคราะห์ผลทางพลศาสตร์การไหล CF-Design V9.0 เป็นการศึกษาเปรียบเทียบสมรรถนะของใบกังหันลมที่ออกแบบสำหรับกังหันลมผลิตไฟฟ้า ขนาด 20 กิโลวัตต์ โดยการเปรียบเทียบกัน ใน 2 ลักษณะ คือ การออกแบบใบกังหันลม แบบที่ 1 ใบกังหันลมแบบ 8/2 (Blade Type 8/2) ลักษณะของใบกังหันลมเป็นแบบบิดมุมใบ (Twisted Blade) ที่โคนใบบิด 8 องศาและปลายใบบิด 2 องศา กับ แบบที่ 2 ใบกังหันลมแบบ 8/8 (Blade Type 8/8) ลักษณะของใบกังหันลมเป็นแบบมุมบิดใบตรง (Straight Blade) ที่โคนใบบิด 8 องศา ตลอดปลายใบ

ภาพที่ 3.39 แสดงขั้นตอนวิธีการจำลองการไหลด้วยโปรแกรม CF-Design V 9.0



ภาพที่ 3.39 แสดงขั้นตอนวิธีการจำลองการไหลด้วยโปรแกรม CF-Design V 9.0

เป็นการเลือกให้ชิ้นส่วนที่จะเป็นอุปกรณ์ในการหมุน ซึ่งในการหาผลเฉลยแบบจำลองในครั้งนี้ได้ออกแบบการทดลองเป็นสองส่วนคือในขั้นตอนแรกเป็นการหาผลลัพธ์ในหมวดของการหมุนอิสระ (Free Spinning) ผลลัพธ์ที่ได้จะเป็นความเร็วรอบ (Rotational Speed) เพื่อจะดูรอบการหมุนของแบบจำลองกึ่งแห้งว่าในแต่ละความเร็วลม ผลลัพธ์การวิเคราะห์ (Review Analysis Performance) ให้ดูความเร็วรอบที่แรงบิดติดครั้งแรกเป็นความเร็วลมหมุนอิสระ บันทึกผลการวิเคราะห์ลงในตารางบันทึกผล และนำข้อมูลที่ได้จากการทดลองไปใช้ในการทดลองตามเงื่อนไขการทดลองในหมวดของการหมุนแบบรู้ความเร็วรอบ (Known Rotational Speed) ต่อไป ภาพที่ 3.40 แสดงผลการกระจายความเร็วของลมบนใบกึ่งแห้ง เป็นแถบสี จากการจำลองการไหลด้วยโปรแกรม CF-Design V 9.0 และภาพที่ 3.41 ข้อมูลจากการจำลองการไหลแบบหมุนอิสระ



ภาพที่ 3.40 ผลการจำลองการไหลด้วยโปรแกรม CF-DesignV9.0

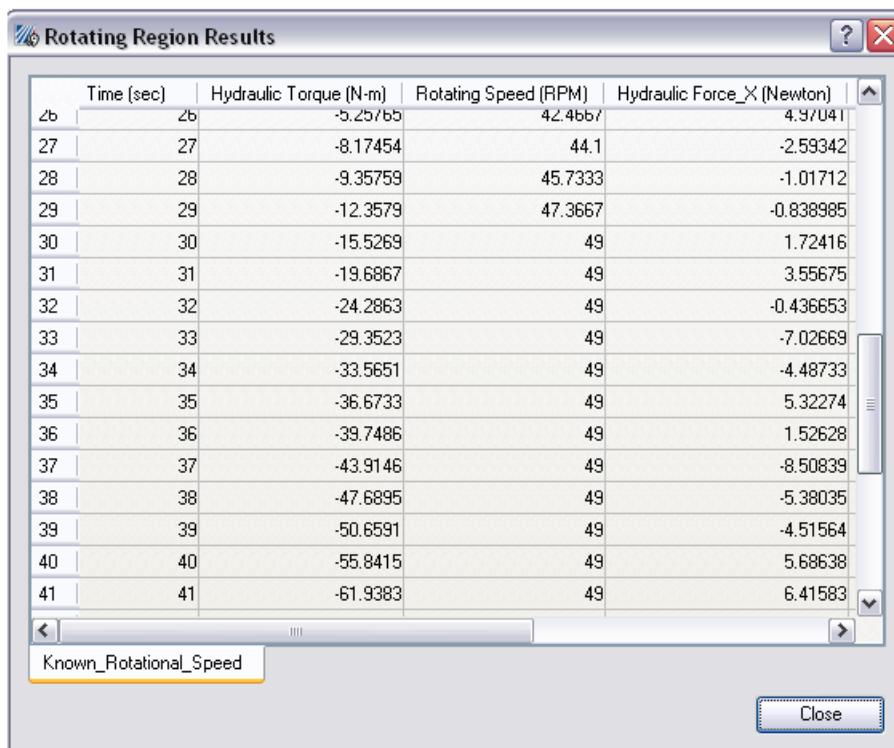
The screenshot shows the 'Rotating Region Results' dialog box. It contains a table with the following data:

Time (sec)	Hydraulic Torque (N-m)	Rotating Speed (RPM)	Hydraulic Force_X (Newton)
1	2.41283	0	-0.0118232
2	14.9334	0.0380212	-0.0927341
3	24.0303	0.27334	0.124376
4	29.2111	0.652008	0.0202452
5	32.3717	1.11231	-0.15031
6	34.0977	1.62243	0.0153444
7	35.1287	2.15973	-0.182511
8	35.9444	2.71329	0.731143
9	36.3659	3.2797	0.472345
10	36.081	3.85275	0.0954984
11	35.6387	4.42131	-0.127681
12	34.9752	4.9829	-0.126277
13	34.5909	5.53404	-0.469534
14	33.8999	6.07912	0.374744
15	33.407	6.61331	1.03815
16	32.7855	7.13973	0.60697

The dialog box also shows 'Free_Spinning' selected in the bottom left and a 'Close' button in the bottom right.

ภาพที่ 3.41 ข้อมูลจากการจำลองการไหลแบบหมุนอิสระ

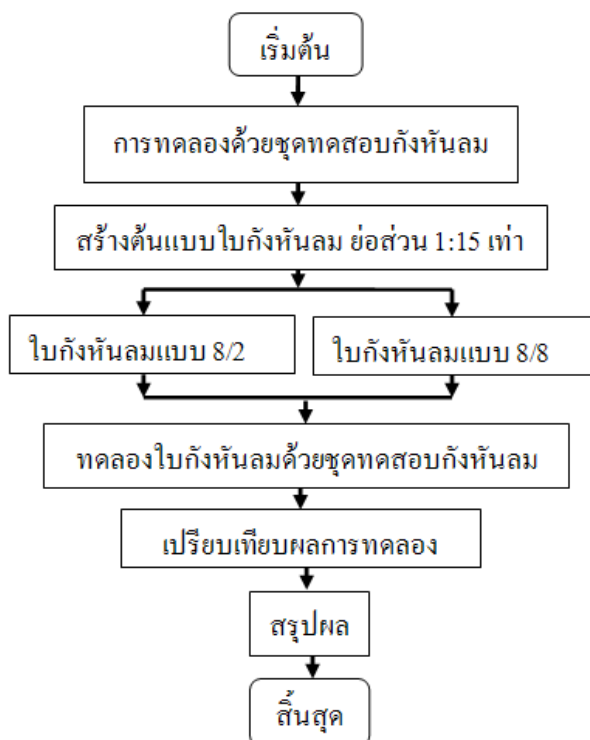
จากภาพที่ 3.42 ได้จากนำผลลัพธ์ที่ได้ในภาพที่ 3.41 นำความเร็วรอบใส่กลับเข้าไปใหม่ในหมวดของรู้ค่าความเร็วรอบ (Known Rotational Speed) ผลลัพธ์ที่ได้จะเป็นแรงบิด (Torque) จากนั้นนำผล ความเร็วรอบ และแรงบิดที่ได้ ไปวิเคราะห์ผลกำลังงานที่ได้ เพื่อหาประสิทธิภาพต่อไป



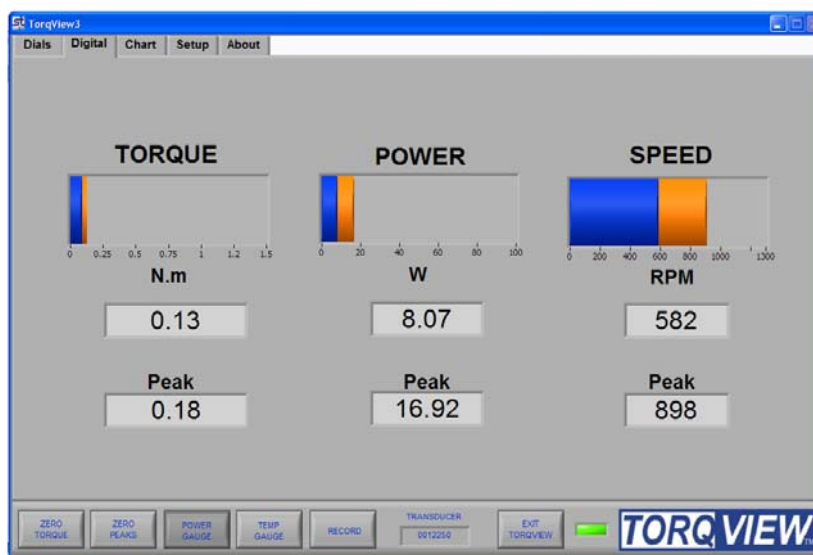
Time (sec)	Hydraulic Torque (N-m)	Rotating Speed (RPM)	Hydraulic Force_X (Newton)
26	-5.25765	42.4667	4.97041
27	-8.17454	44.1	-2.59342
28	-9.35759	45.7333	-1.01712
29	-12.3579	47.3667	-0.838985
30	-15.5269	49	1.72416
31	-19.6867	49	3.55675
32	-24.2863	49	-0.436653
33	-29.3523	49	-7.02669
34	-33.5651	49	-4.48733
35	-36.6733	49	5.32274
36	-39.7486	49	1.52628
37	-43.9146	49	-8.50839
38	-47.6895	49	-5.38035
39	-50.6591	49	-4.51564
40	-55.8415	49	5.68638
41	-61.9383	49	6.41583

ภาพที่ 3.42 ข้อมูลจากการจำลองการไหลแบบหมุนรู้ค่าความเร็วรอบ

3.5.2 การทดลองด้วยชุดทดสอบกังหันลม เป็นการทดลองด้วยชุดทดสอบกังหันลมเพื่อนำผลไปเปรียบเทียบกับผลจำลองการไหลด้วยโปรแกรม CF-DesignV9.0 โดยการนำต้นแบบใบกังหันลมสำหรับกังหันลมผลิตไฟฟ้า ขนาด 20 กิโลวัตต์ ที่ใช้ในแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของใบกังหันลมต้นแบบ มาทำการย่อส่วน 1 ต่อ 15 เท่า เพื่อให้สามารถทำการทดสอบในห้องปฏิบัติการ และเหมาะสมกับความเร็วลมของชุดเครื่องกำเนิดลม ทำการทดสอบใบกังหันลมด้วยชุดทดสอบกังหันลมนั้นมีอยู่ 2 ส่วนด้วยกัน คือใบกังหันลม แบบที่ 1 แบบ 8/2 (Blade Type 8/2) และแบบที่ 2 แบบ 8/8 (Blade Type 8/8) ซึ่งผลจากการทดสอบจะได้จาก เครื่องมือวัดแรงบิด โดยการประมวลผลด้วยโปรแกรม TORQ-VIEW สามารถอ่านค่าจากจอประมวลผล จะแสดงผลการวัดค่าต่างๆ ดังนี้ ค่าแรงบิด ความเร็วรอบ และค่ากำลังงาน ทางจอประมวลผลคอมพิวเตอร์ ดูภาพที่ 3.43 แสดงลำดับขั้นตอนวิธีการทดลองด้วยชุดทดสอบกังหันลม



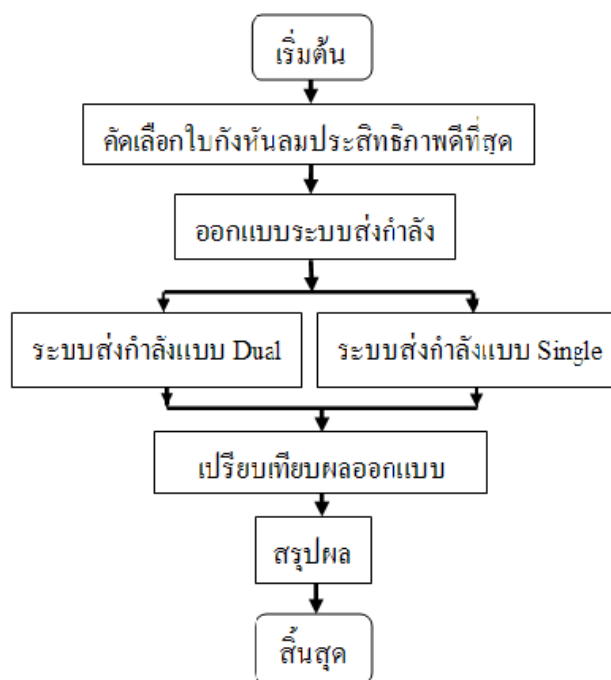
ภาพที่ 3.43 ลำดับขั้นตอนวิธีการทดลองด้วยชุดทดสอบกึ่งหั่นลม



ภาพที่ 3.44 การประมวลผลการทดสอบด้วยโปรแกรม TORQ-VIEW

จากภาพที่ 3.44 แสดงผลจากการประมวลผลการทดสอบด้วยโปรแกรม TORQ-VIEW ของชุดเครื่องมือวัดแรงบิด (Torque Transducer) ทำการบันทึกค่าความเร็วรอบ (rpm) ค่าแรงบิด (N-m) และกำลังงาน (W) โดยอ่านค่าจากทางจอประมวลผลคอมพิวเตอร์ ของโปรแกรม TORQ-VIEW นำข้อมูลที่ได้จากการทดลองมาวิเคราะห์ในทอมไรมิติ หาค่าสัมประสิทธิ์กำลัง (Power Coefficient, C_p) มาเปรียบเทียบกับ กับอัตราส่วนความเร็วสูงสุด (TSR)

3.5.3 การออกแบบระบบส่งกำลัง เป็นการศึกษาเปรียบเทียบสมรรถนะของระบบส่งกำลังทางกลของกังหันลมผลิตไฟฟ้าขนาด 20 กิโลวัตต์ ซึ่งในการศึกษาการออกแบบระบบส่งกำลังทางกล ครั้งนี้เป็นการนำผล เปรียบเทียบที่ได้จากการศึกษาผลเฉลยแบบจำลองกังหันลมด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์ CF-Design V9.0 ที่มีค่าสัมประสิทธิ์กำลังดีที่สุด มาใช้ในการคำนวณออกแบบระบบส่งกำลัง โดยเลือกจาก ต้นแบบใบกังหันลม ชนิดที่ให้ประสิทธิภาพดีที่สุด จากต้นแบบใบกังหันลมแบบ มาใช้เป็นข้อมูลหลักในการคำนวณออกแบบระบบส่งกำลังทางกล แบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้าขนาด 10 กิโลวัตต์ 2 ตัว (Dual Generator System) กับแบบระบบส่งกำลังทางกลแบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้าขนาด 20 กิโลวัตต์ 1 ตัว (Single Generator System) ตัวแปรที่ส่งผลกระทบต่อผลการคำนวณออกแบบที่นำมาเปรียบเทียบกัน เกิดจากการสูญเสียแรงบิดจากชุดเฟืองทด และแรงบิดเริ่มต้นของเครื่องกำเนิดไฟฟ้า ผลที่ได้จากการศึกษาจะนำไปเป็นต้นแบบสำหรับผลิตกังหันลมผลิตไฟฟ้า ขนาด 20 กิโลวัตต์ ที่ความเร็วลมต่ำต่อไป ดูภาพที่ 3.45 แสดงลำดับขั้นตอนวิธีการออกแบบระบบส่งกำลัง



ภาพที่ 3.45 ลำดับขั้นตอนวิธีการออกแบบระบบส่งกำลัง

3.6 พื้นที่ดำเนินการศึกษาวิจัย

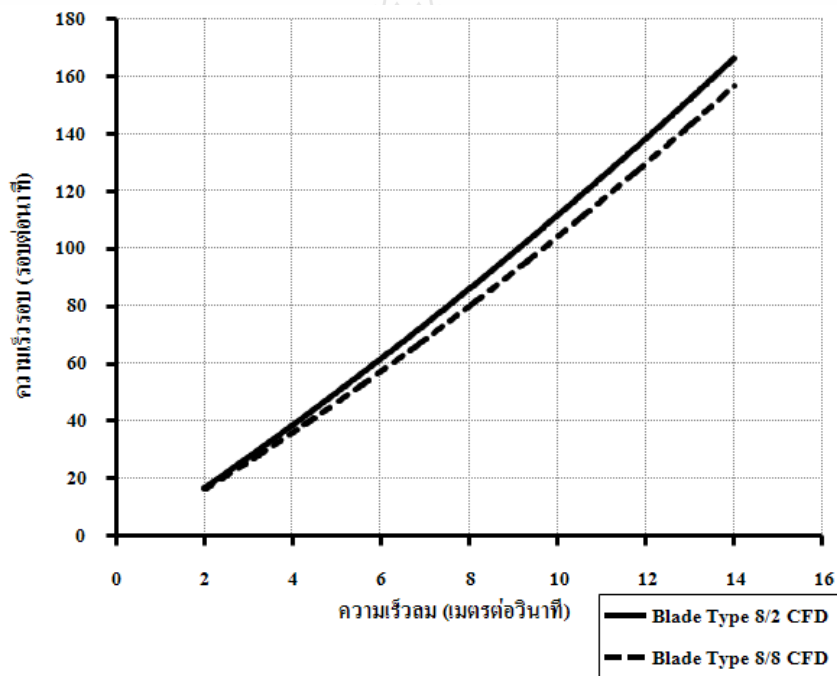
สถานที่ดำเนินการศึกษาวิจัย การทดลอง และจัดทำข้อมูล ดำเนินการ ณ อาคารวิจัย
 ประยุกต์พลังงาน ลม น้ำและแสงอาทิตย์ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์
 มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี ต. คลองหก อ.ธัญบุรี จ.ปทุมธานี 12110

บทที่ 4

ผลการวิจัย

4.1 ผลจากการทดลอง

4.1.1 ผลจากการจำลองการไหล โดยใช้โปรแกรม CF-DesignV9.0 ในการจำลองการไหลของกังหันลม ขนาด 20 กิโลวัตต์เพื่อเปรียบเทียบผลการออกแบบใบกังหันลม ที่มีมุมบิดโคนใบ 8 องศา และมีมุมบิดปลายใบ 2 องศา (Blade Type 8/2) กับใบกังหันลม ที่มีมุมบิดโคนใบ 8 องศา ตลอดความยาวใบ (Blade Type 8/8) ทำการจำลองการไหล ที่ความเร็วลมตั้งแต่ 2 ถึง 14 เมตรต่อวินาที

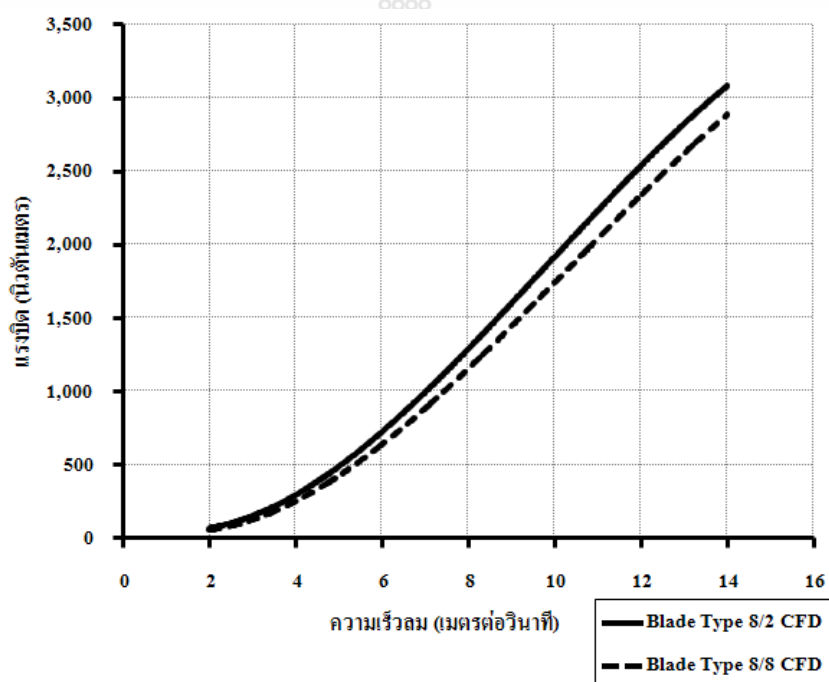


ภาพที่ 4.1 ความเร็วลมกับความเร็วยรอบจากการจำลองการไหล

4.1.1.1 ผลของความเร็วลมที่มีต่อความเร็วยรอบ ภาพที่ 4.1 แสดงผลของความเร็วลมที่มีผลต่อความเร็วยรอบ จากผลการจำลองการไหลที่ความเร็วลมกังหันลมเริ่มผลิตไฟฟ้า 2.5 เมตรต่อวินาที ใบกังหันลมที่มีมุมบิดปลายใบ 2 องศา ได้ความเร็วยรอบ 23 รอบต่อนาที ส่วนใบกังหันลมที่มีมุมบิดปลายใบ 8 องศา ได้ความเร็วยรอบ 21 รอบต่อนาที และที่ความเร็วลมที่กังหันลมเริ่มผลิตไฟฟ้าสูงสุด 9.5 เมตรต่อวินาที ใบกังหันลมที่มีมุมบิดปลายใบ 2 องศา ได้ความเร็วยรอบ 106 รอบต่อนาที ส่วนใบกังหันลมที่มีมุมบิดปลายใบ 8 องศา ได้ความเร็วยรอบ 97 รอบต่อนาที จากการทดลองแสดงให้เห็นว่า

ใบกังหันลมที่มีมุมบิดปลายใบ 2 องศา ได้ความเร็วรอบสูงกว่าใบกังหันลมที่มีมุมบิดปลายใบ 8 องศา ซึ่งมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตามความเร็วลม และสูงกว่าในทุกๆ ช่วงความเร็วลม เฉลี่ย 7 เปอร์เซ็นต์

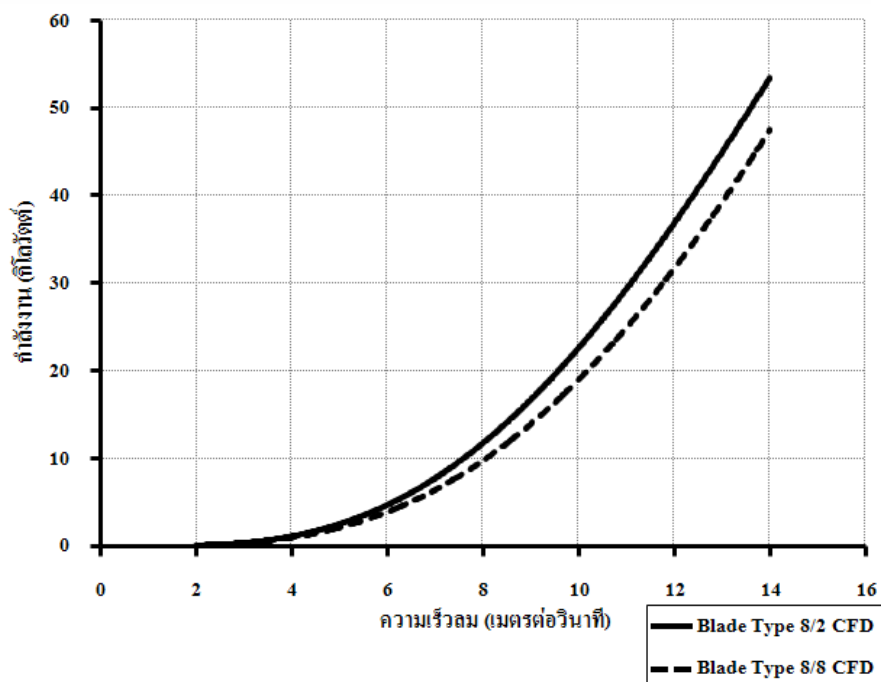
เหตุผลเพราะความแตกต่างกันของมุมบิดปลายใบ จากการออกแบบใบกังหันลมที่มีมุมบิดปลายใบ 2 องศา ทำให้แรงจุดหรือแรงต้านปลายใบลดลง เนื่องจากมุมบิด 2 องศา มีอัตราส่วนแรงยกต่อแรงผลักรั้งมากกว่ามุมบิด 8 องศา ส่งผลให้ความเร็วสัมผัสของใบกังหันลมเพิ่มขึ้น เนื่องจากอิทธิพลของแรงยกที่มากกว่าจึงได้ความเร็วรอบที่สูงกว่า



ภาพที่ 4.2 ความเร็วลมกับแรงบิดจากการจำลองการไหล

4.1.1.2 ผลของความเร็วลมที่มีต่อแรงบิด ภาพที่ 4.2 แสดงผลของความเร็วลมที่มีต่อแรงบิด ผลการจำลองการไหลที่ความเร็วลมกังหันลมเริ่มผลิตไฟฟ้า 2.5 เมตรต่อวินาที ใบกังหันลมที่มีมุมบิดปลายใบ 2 องศา ได้แรงบิด 109 นิวตันเมตร ส่วนใบกังหันลมที่มีมุมบิดปลายใบ 8 องศา ได้แรงบิด 89 นิวตันเมตร และที่ความเร็วลมที่กังหันลมเริ่มผลิตไฟฟ้าสูงสุด 9.5 เมตรต่อวินาที ใบกังหันลมที่มีมุมบิดปลายใบ 2 องศา ได้แรงบิด 1,801 นิวตันเมตร ส่วนใบกังหันลมที่มีมุมบิดปลายใบ 8 องศา ได้แรงบิด 1,658 นิวตันเมตร ผลจากการทดลองแสดงให้เห็นว่า ใบกังหันลมที่มีมุมบิดปลายใบ 2 องศา ได้แรงบิดสูงกว่าใบกังหันลมที่มีมุมบิดปลายใบ 8 องศา ซึ่งมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตามความเร็วลม และสูงกว่าในทุกๆ ช่วงความเร็วลม เฉลี่ย 12 เปอร์เซ็นต์

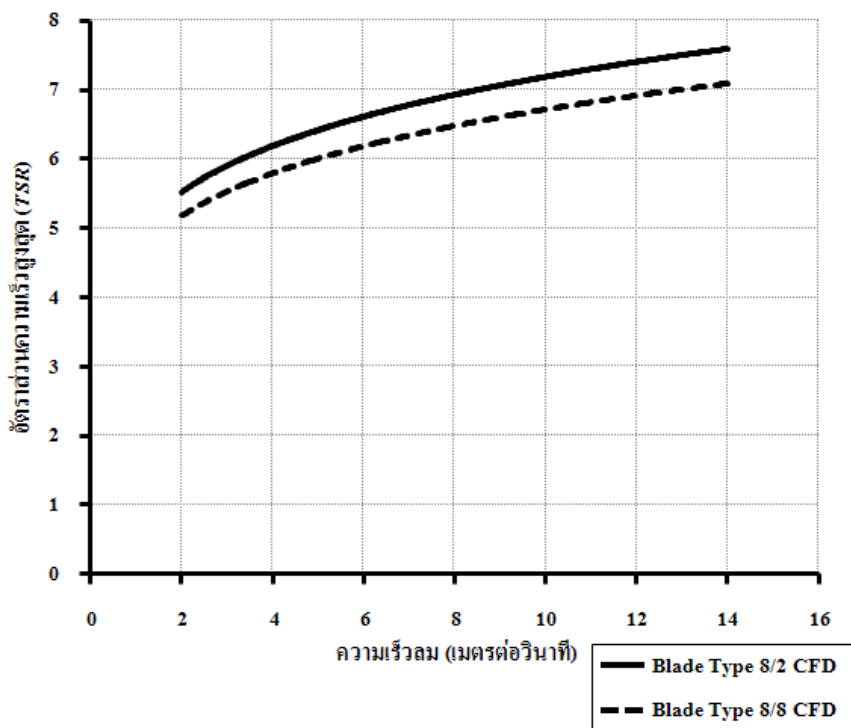
เหตุผลที่เป็นเช่นนั้นเพราะใบกังหันลมที่มีมุมบิดปลายใบ 2 องศา มีคุณสมบัติในการสร้างแรงยกที่ปลายใบที่มากกว่า ทำให้ใบกังหันเริ่มต้นหมุนได้เร็วกว่าทำให้ได้แรงบิดก่อนใบลักษณะอื่น จึงส่งผลให้ใบกังหันแบบมีมุมบิดปลายใบ 2 องศา ได้แรงบิดที่สูงขึ้นตามความเร็วลมที่เพิ่มขึ้น



ภาพที่ 4.3 ความเร็วลมกับกำลังงานจากการจำลองการไหล

4.1.1.3 ผลของความเร็วลมที่มีต่อกำลังงาน ภาพที่ 4.3 แสดงผลของการวิเคราะห์ความเร็วลมที่มีต่อกำลังงาน โดยการนำผลจากการจำลองการไหล มาวิเคราะห์ด้วยสมการกำลังงาน (2.26) โดยใช้ความเร็วรอบและแรงบิด ในแต่ละช่วงความเร็วลมมาเป็นตัวแปรที่แทนลงในสมการกำลังงาน ก็จะได้กำลังงานของใบกังหันลมในแต่ละความเร็วลมต่างๆ ที่ความเร็วลมกังหันลมเริ่มผลิตไฟฟ้า 2.5 เมตรต่อวินาที ใบกังหันลมที่มีมุมบิดปลายใบ 2 องศา ได้กำลังงาน 0.262 กิโลวัตต์ ส่วนใบกังหันลมที่มีมุมบิดปลายใบ 8 องศา ได้กำลังงาน 0.195 กิโลวัตต์ และที่ความเร็วลมที่กังหันลมเริ่มผลิตไฟฟ้าสูงสุด 9.5 เมตรต่อวินาที ใบกังหันลมที่มีมุมบิดปลายใบ 2 องศา ได้กำลังงาน 19.99 กิโลวัตต์ ส่วนใบกังหันลมที่มีมุมบิดปลายใบ 8 องศา ได้กำลังงาน 16.84 กิโลวัตต์ ผลจากการวิเคราะห์ด้วยสมการกำลังงานแล้วแสดงให้เห็นว่ากำลังงานของกังหันลมจะแปรผันตามความเร็วรอบกับแรงบิด เมื่อความเร็วลมเพิ่มขึ้นก็จะได้กำลังงานซึ่งมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นในลักษณะรูปร่างเหมือนกราฟพาราโบลาหงาย ดังนั้นกำลังงานต่อความเร็วลมที่เพิ่มขึ้นในทุกๆ ช่วงความเร็วลม เฉลี่ย 18 เปอร์เซ็นต์

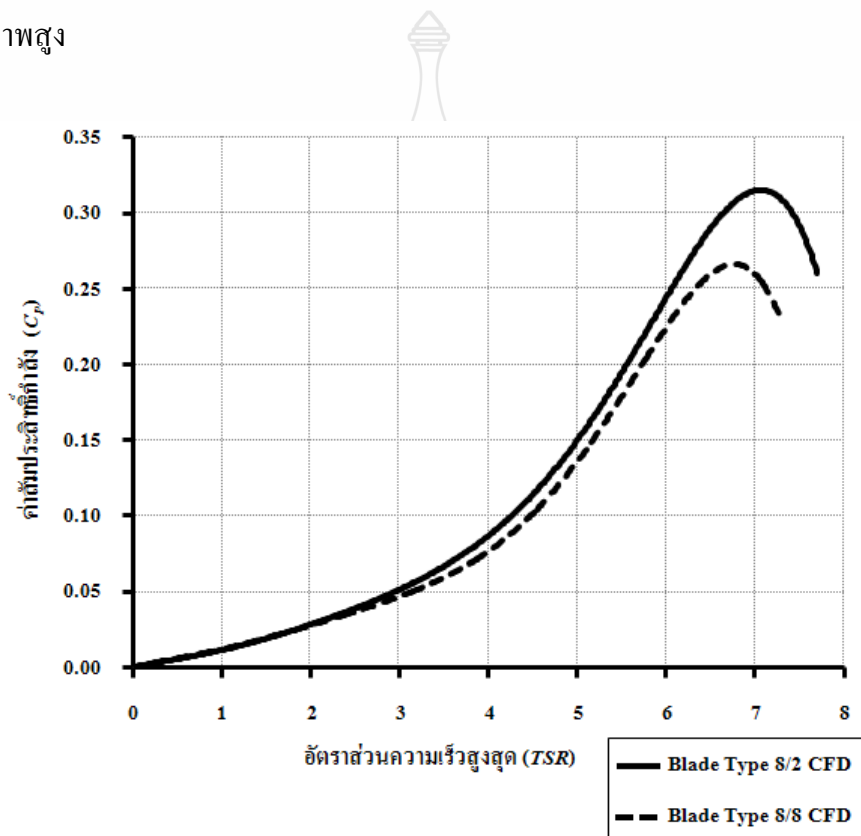
เหตุผลที่เป็นเช่นนั้นเพราะกำลังงานจากกังหันแปรผันตามความเร็วรอบกับแรงบิด ใบกังหันได้ความเร็วรอบสูงกว่าก็จะได้แรงบิดสูงขึ้นตาม ใบกังหันให้มีมุมบิดใบที่ให้ความเร็วรอบสูง จึงจะได้กำลังงานสูงตาม จึงเป็นใบกังหันลมที่ประสิทธิภาพสูง



ภาพที่ 4.4 ความเร็วลมกับอัตราส่วนความเร็วสูงสุดจากการจำลองการไหล

4.1.1.4 ผลของความเร็วลมที่มีต่ออัตราส่วนความเร็วสูงสุด ภาพที่ 4.4 แสดงผลของการวิเคราะห์อัตราส่วนความเร็วสูงสุด (TSR) ต่อความเร็วลมที่เพิ่มขึ้น เป็นผลที่ได้จากการจำลองการไหล มาวิเคราะห์ด้วยสมการ (2.11) อัตราส่วนความเร็วสูงสุด เมื่อความเร็วลมเพิ่มขึ้นใบกังหันลมจะให้ อัตราส่วนความเร็วสูงสุดเป็นกึ่งเท่าของความเร็วลม จากผลการทดลองแสดงให้เห็นว่าที่ความเร็วลม กังหันลมเริ่มผลิตไฟฟ้า 2.5 เมตรต่อวินาที ใบกังหันลมที่มีมุมบิดปลายใบ 2 องศา ได้อัตราส่วน ความเร็วสูงสุด 5.9 ส่วนใบกังหันลมที่มีมุมบิดปลายใบ 8 องศา ได้อัตราส่วนความเร็วสูงสุด 5.4 และ ที่ความเร็วลมที่กังหันลมเริ่มผลิตไฟฟ้าสูงสุด 9.5 เมตรต่อวินาที ใบกังหันลมที่มีมุมบิดปลายใบ 2 องศา ได้อัตราส่วนความเร็วสูงสุด 7.2 ส่วนใบกังหันลมที่มีมุมบิดปลายใบ 8 องศา ได้อัตราส่วน ความเร็วสูงสุด 6.6 แสดงให้เห็นเมื่อความเร็วลมเพิ่มขึ้นอัตราส่วนความเร็วสูงสุด ก็จะมีแนวโน้ม เพิ่มขึ้นตามความเร็วลมในลักษณะคู่ขนานกันในทุกๆ ช่วงความเร็วลม เฉลี่ย 7 เปอร์เซ็นต์

เหตุผลที่เป็นเช่นนั้นเพราะอัตราส่วนความเร็วสูงสุด (TSR) แปรผันตามความเร็วรอบต่อความเร็วลม ถ้ามุมบิดใบกังหันลมที่ออกแบบไว้ไม่สามารถสร้างอัตราส่วนแรงยกต่อแรงผลึกที่ดีพอให้ใบกังหันลมก็ไม่สามารถมีความเร็วรอบพอที่จะทำให้อัตราส่วนความเร็วสูงสุด สูงได้ตามที่ออกแบบไว้ได้ ดังนั้นใบกังหันลมที่ได้อัตราส่วนความเร็วสูงสุดมาก แสดงว่าใบกังหันลมมีประสิทธิภาพสูง



ภาพที่ 4.5 อัตราส่วนความเร็วสูงสุดกับค่าสัมประสิทธิ์กำลังจากการจำลองการไหล

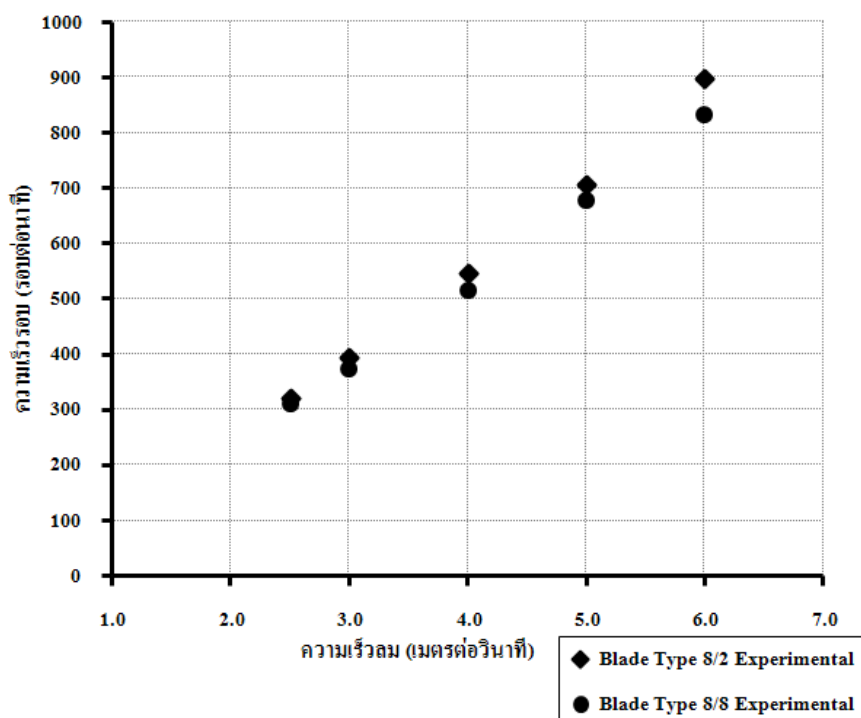
4.1.1.5 ผลของอัตราส่วนความเร็วสูงสุดที่มีผลต่อค่าสัมประสิทธิ์กำลัง ภาพที่ 4.5 แสดงผลการเปรียบเทียบในรูปของตัวแปรไร้มิติของค่าสัมประสิทธิ์กำลัง (C_p) กับอัตราส่วนความเร็วสูงสุด (TSR) ค่าสัมประสิทธิ์กำลังได้มาจากสมการที่ (2.10) เป็นอัตราส่วนระหว่างกำลังงานจากกังหันลมต่อกำลังงานจากลม และอัตราส่วนความเร็วสูงสุดได้มาจากสมการที่ (2.11) เป็นอัตราส่วนระหว่างความเร็วรอบต่อความเร็วลม จากการวิเคราะห์ผลการจำลองการไหลด้วยโปรแกรม CF-DesignV9.0 จะเห็นได้ว่าใบกังหันลมที่มีมุมบิดปลายใบ 2 องศา ได้ค่าสัมประสิทธิ์กำลังสูงสุดอยู่ที่ประมาณ 0.32 ที่อัตราส่วนความเร็วสูงสุด 7.2 และใบกังหันลมที่มีมุมบิดปลายใบ 8 องศา ค่าสัมประสิทธิ์กำลังสูงสุดอยู่ที่ประมาณ 0.27 ที่อัตราส่วนความเร็วสูงสุด 6.6 เมื่อเปรียบเทียบใบกังหันลมที่มีมุมบิดปลายใบ 2 องศา มีค่าสัมประสิทธิ์กำลัง สูงกว่าใบกังหันลมที่มีมุมบิดปลายใบ 8 องศา เฉลี่ย 18 เปอร์เซ็นต์ ดังนั้น

ใบกังหันลมที่มีค่าสัมประสิทธิ์กำลังสูง แสดงให้เห็นว่าใบกังหันลมมีประสิทธิภาพสูงสามารถดึงพลังงานออกมาจากลมได้มาก

เหตุผลที่เป็นเช่นนั้นเนื่องจากค่าสัมประสิทธิ์กำลัง (C_p) เป็นอัตราส่วนระหว่างกำลังงานที่ได้จากใบกังหันลมต่อพลังงานลมที่ให้กับใบกังหันลม ดังนั้นใบกังหันลมที่ให้กำลังงานมากก็จะได้ค่าสัมประสิทธิ์กำลังที่มากตาม ส่วนกำลังงานที่ได้จากใบกังหันลมก็จะมาจากความเร็วรอบและแรงบิด ซึ่งได้รับอิทธิพลมาจากการออกแบบมุมบิดใบกังหันว่าสามารถสร้างแรงยกได้มากเพียงใด และ อัตราส่วนความเร็วสูงสุด (TSR) เป็นตัวบ่งชี้ถึงความสามารถของใบกังหันลมว่าสามารถสร้างความเร็วรอบการทำงานได้เป็นกี่เท่าของของความเร็วลมที่ให้กับใบกังหัน สำหรับใบที่ให้อัตราส่วนความเร็วสูงสุด ก็จะส่งผลต่อความเร็วรอบการทำงานสูง ซึ่งจะทำให้ค่าสัมประสิทธิ์กำลัง สูงตามด้วย

จากการทดลองสรุปได้ว่า ผลจากการทดลองการออกแบบใบกังหันลมมีมุมบิดโคนใบ 8 องศา และมีมุมบิดปลายใบ 2 องศา (Blade Type 8/2) ให้ประสิทธิภาพใบสูงกว่าใบกังหันลมมีมุมบิดโคนใบ 8 องศา ตลอดความยาวใบ (Blade Type 8/8) เฉลี่ย 18 เปอร์เซ็นต์ จึงเลือกใบกังหันลมที่มีประสิทธิภาพสูงดังกล่าวไปใช้ในการออกแบบระบบส่งกำลังทางกล สำหรับการออกแบบกังหันลมผลิตไฟฟ้าขนาด 20 กิโลวัตต์

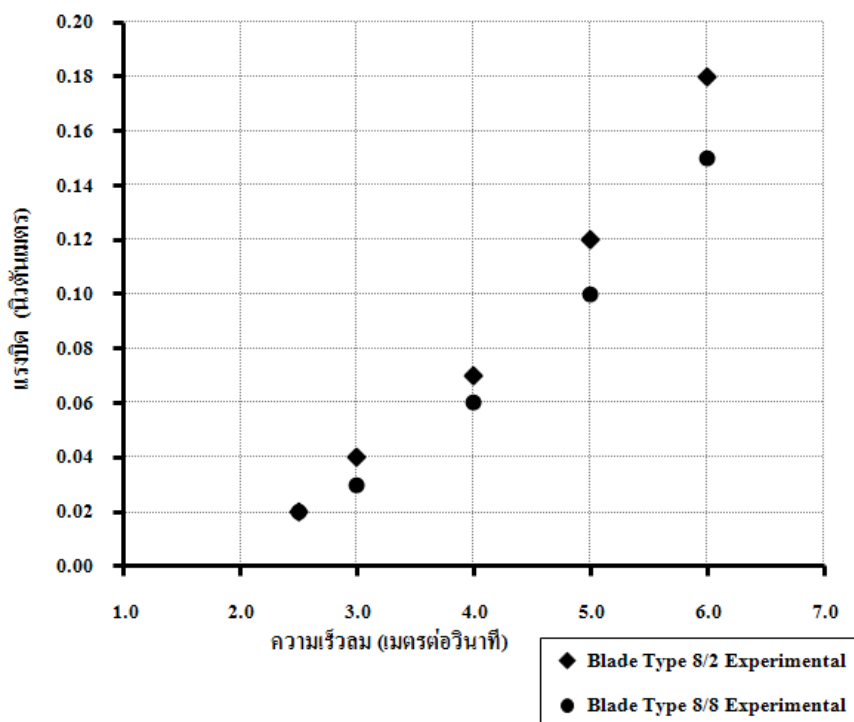
4.1.2 ผลจากการทดสอบ โดยใช้ใบกังหันลมต้นแบบย่อส่วน 1 ต่อ 15 เท่า ของต้นแบบใบกังหันลมขนาด 20 กิโลวัตต์ ทดสอบด้วยชุดทดสอบประสิทธิภาพกังหันลม ที่ความเร็วลมตั้งแต่ 2 ถึง 6 เมตรต่อวินาที เพื่อเปรียบเทียบประสิทธิภาพการออกแบบใบกังหันลมมีมุมบิดโคนใบ 8 องศา และมีมุมบิดปลายใบ 2 องศา (Blade Type 8/2) กับใบกังหันลมมีมุมบิดโคนใบ 8 องศา ตลอดความยาวใบ (Blade Type 8/8) และ เป็นการยืนยันความถูกต้องผลของการใช้โปรแกรม CF-DesignV9.0 ในการเฉลยผลการจำลองการไหลของกังหันลม



ภาพที่ 4.6 ความเร็วลมกับความเร็วรอบจากการทดสอบ

4.1.2.1 ผลของความเร็วลมที่มีต่อความเร็วรอบ ภาพที่ 4.6 แสดงผลของความเร็วลมที่มีผลต่อความเร็วรอบ จากผลการทดสอบพบว่าที่ความเร็วลม 2 เมตรต่อวินาที กังหันลมยังไม่เริ่มต้นหมุนได้ แต่ที่ความเร็วลมสามารถเอาชนะแรงบิดเริ่มต้นของกังหันลมได้ที่ความเร็วลม 2.5 เมตรต่อวินาที ใบกังหันลมที่มีมุมบิดปลายใบ 2 องศา ได้ความเร็วรอบ 322 รอบต่อนาที ส่วนใบกังหันลมที่มีมุมบิดปลายใบ 8 องศา ได้ความเร็วรอบ 310 รอบต่อนาที และที่ความเร็วลม 6.0 เมตรต่อวินาที ใบกังหันลมที่มีมุมบิดปลายใบ 2 องศา ได้ความเร็วรอบ 898 รอบต่อนาที ส่วนใบกังหันลมที่มีมุมบิดปลายใบ 8 องศา ได้ความเร็วรอบ 832 รอบต่อนาที จากการทดสอบแสดงให้เห็นว่าใบกังหันลมที่มีมุมบิดปลายใบ 2 องศา ได้ความเร็วรอบสูงกว่าใบกังหันลมที่มีมุมบิดปลายใบ 8 องศา ซึ่งมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตามความเร็วลม และสูงกว่าในทุกๆ ช่วงความเร็วลม เฉลี่ย 5 เปอร์เซ็นต์

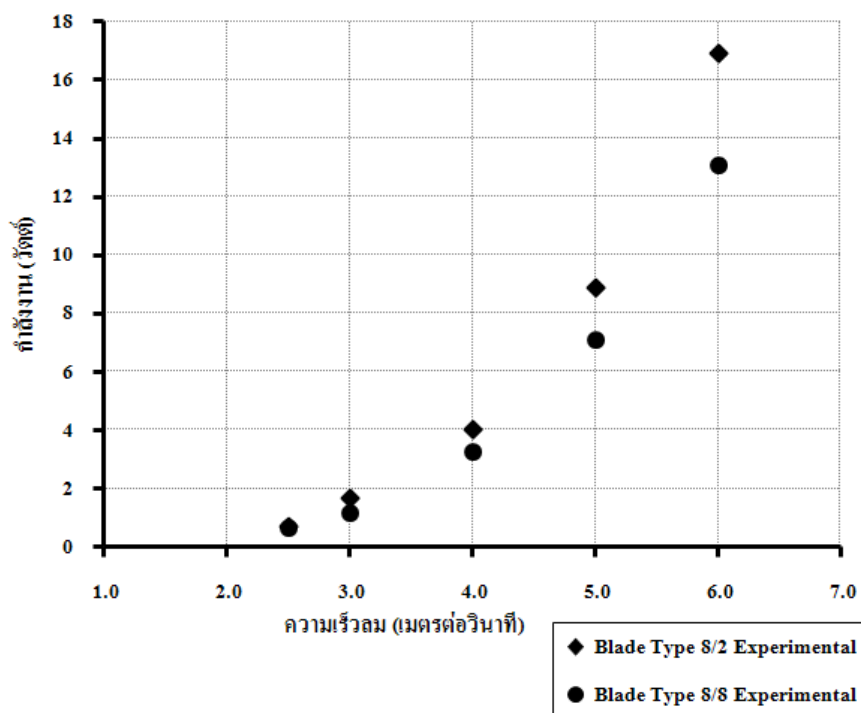
เหตุที่เป็นเช่นนั้น เพราะว่า ที่ความเร็วลม 2 เมตรต่อวินาที กำลังงานลมไม่ชนะแรงบิดเริ่มต้นของกังหันลมได้จึงไม่มีการหมุน และความแตกต่างกันของ มุมบิดปลายใบ เนื่องจากมุมบิด 2 องศา เป็นมุมบิดที่มีแรงต้านหรือแรงจุด ปลายใบน้อย เมื่อเทียบกับ มุมบิด 8 องศา ซึ่งผลจากการลดมุมบิดปลายใบลงจึงทำให้ใบกังหันลมหมุนได้เร็วขึ้น แสดงถึงใบกังหันลมประสิทธิภาพสูง ผลการทดลองนี้มีความสอดคล้องกับการจำลองการไหลเป็นอย่างดี



ภาพที่ 4.7 ความเร็วลมกับแรงบิดจากการทดสอบ

4.1.2.2 ผลของความเร็วลมที่มีต่อแรงบิด ภาพที่ 4.7 แสดงผลของความเร็วลมที่มีผลต่อแรงบิด จากผลการทดสอบกังหันลมเริ่มต้นหมุนที่ 2.5 เมตรต่อวินาที จึงได้แรงบิดเริ่มต้นของ ใบกังหันลมที่มีมุมบิดปลายใบ 2 องศา ได้แรงบิด 0.02 นิวตันเมตร ส่วนใบกังหันลมที่มีมุมบิดปลายใบ 8 องศา ได้แรงบิด 0.02 นิวตันเมตร และที่ความเร็ว 6.0 เมตรต่อวินาที ใบกังหันลมที่มีมุมบิดปลายใบ 2 องศา ได้แรงบิด 0.18 นิวตันเมตร ส่วนใบกังหันลมที่มีมุมบิดปลายใบ 8 องศา ได้แรงบิด 0.15 นิวตันเมตร จากการทดสอบแสดงให้เห็นว่าใบกังหันลมที่มีมุมบิดปลายใบ 2 องศา ได้แรงบิดสูงกว่าใบกังหันลมที่มีมุมบิดปลายใบ 8 องศา ซึ่งมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นและสูงกว่าในทุกๆ ช่วงความเร็วลม เฉลี่ย 15 เปอร์เซ็นต์

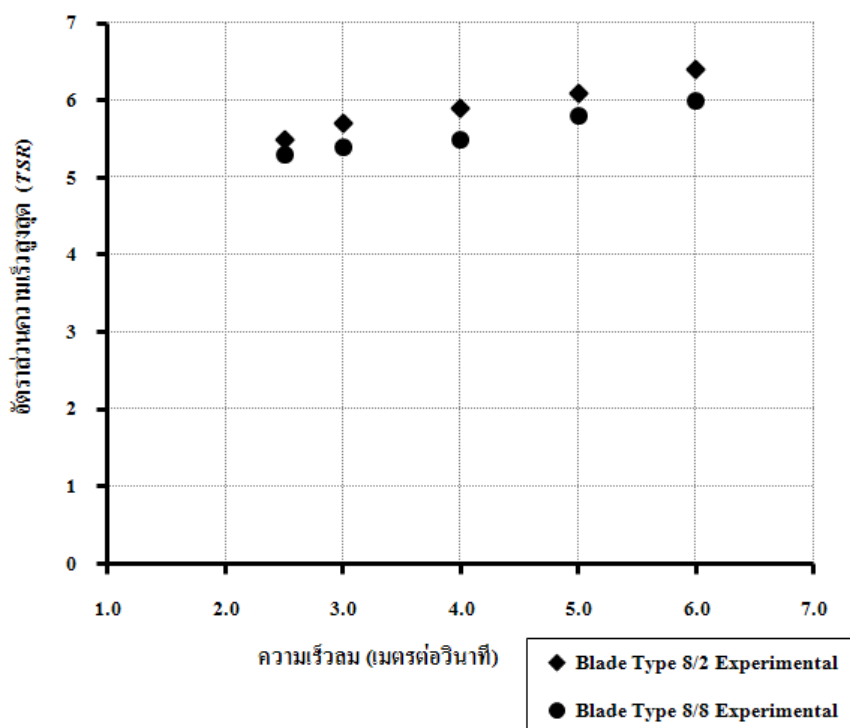
เหตุผลเพราะความเร็วลมต่ำจึงมีความแตกต่างกันไม่ชัดเจนนักเนื่องจากใบกังหันลมมีขนาดเล็กกว่าของจริงมากจึงทำให้มีความแตกต่างกันน้อยมากที่ความเร็วลมต่ำ จึงเป็นสาเหตุให้ที่ความเร็วลม 2.5 เมตรต่อวินาที ได้แรงบิดเท่ากัน แต่เมื่อความเร็วลมเพิ่มขึ้นจึงสามารถเห็นถึงความแตกต่างได้ชัดเจน ซึ่งความละเอียดของหน่วยเครื่องมือวัดและช่วงพิกัดการวัดก็มีผลต่อการแสดงผลการทดลองนี้มีความสอดคล้องกับการจำลองการไหลเป็นอย่างดี



ภาพที่ 4.8 ความเร็วลมกับกำลังงานจากการทดสอบ

4.1.2.3 ผลของความเร็วลมที่มีต่อกำลังงาน ภาพที่ 4.8 แสดงผลของความเร็วลมที่มีผลต่อกำลังงาน เมื่อนำผลการทดสอบแทนค่าลงในตัวแปรของสมการกำลังงาน (2.26) จากผลการทดสอบกังหันลมเริ่มต้นหมุนที่ 2.5 เมตรต่อวินาที ใบกังหันลมที่มีมุมบิดปลายใบ 2 องศา ได้กำลังงาน 0.67 วัตต์ ส่วนใบกังหันลมที่มีมุมบิดปลายใบ 8 องศา ได้กำลังงาน 0.65 วัตต์ และที่ความเร็ว 6.0 เมตรต่อวินาที ใบกังหันลมที่มีมุมบิดปลายใบ 2 องศา ได้กำลังงาน 16.92 วัตต์ ส่วนใบกังหันลมที่มีมุมบิดปลายใบ 8 องศา ได้กำลังงาน 13.07 วัตต์ จากการทดสอบแสดงให้เห็นว่าใบกังหันลมที่มีมุมบิดปลายใบ 2 องศา ได้แรงบิดสูงกว่าใบกังหันลมที่มีมุมบิดปลายใบ 8 องศา ซึ่งมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นในลักษณะรูปร่างเหมือนกราฟพาราโบลาหงายตามความเร็วลมและสูงกว่าในทุกๆ ช่วงความเร็วลม เฉลี่ย 15 เปอร์เซ็นต์

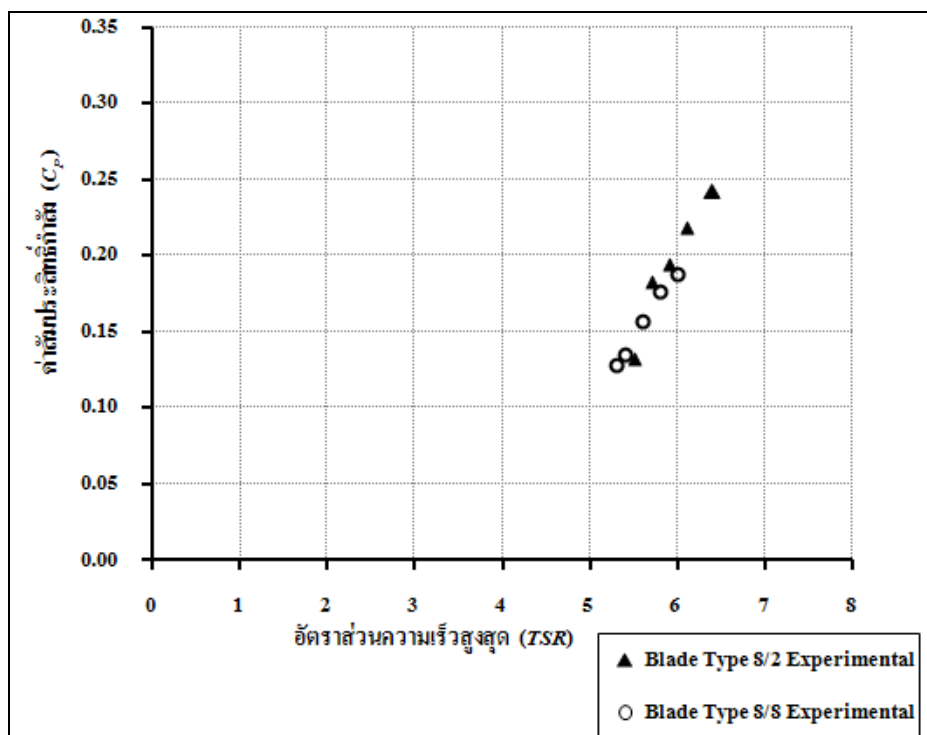
เหตุผลที่เป็นเช่นนั้น เพราะว่า เมื่อความเร็วลมเพิ่มขึ้นใบกังหันลมที่มีประสิทธิภาพดีกว่า ก็ จะ ได้ความเร็วรอบมากกว่า ส่งผลให้ ได้แรงบิดสูงตามด้วย ซึ่งทั้งสองเป็นตัวแปรของการเพิ่มขึ้นกำลังงานกังหันโดยตรง ผลการทดลองนี้มีความสอดคล้องกับการจำลองการไหลเป็นอย่างดี



ภาพที่ 4.9 ความเร็วลมกับอัตราส่วนความเร็วสูงสุดจากการทดสอบ

4.1.2.4 ผลของความเร็วลมที่มีต่ออัตราส่วนความเร็วสูงสุด ภาพที่ 4.9 แสดงผลของการวิเคราะห์อัตราส่วนความเร็วสูงสุด (TSR) ต่อความเร็วลม เป็นผลที่ได้จากการทดสอบมาวิเคราะห์ด้วยสมการ (2.11) จากผลการทดลองแสดงให้เห็นว่ากังหันลมเริ่มต้นหมุนที่ความเร็วลม 2.5 เมตรต่อวินาที ใบกังหันลมที่มีมุมบิดปลายใบ 2 องศา ได้อัตราส่วนความเร็วสูงสุด 5.5 ส่วนใบกังหันลมที่มีมุมบิดปลายใบ 8 องศา ได้อัตราส่วนความเร็วสูงสุด 5.3 และที่ความเร็วลม 6.0 เมตรต่อวินาที ใบกังหันลมที่มีมุมบิดปลายใบ 2 องศา ได้อัตราส่วนความเร็วสูงสุด 6.4 ส่วนใบกังหันลมที่มีมุมบิดปลายใบ 8 องศา ได้อัตราส่วนความเร็วสูงสุด 6.0 แสดงให้เห็นเมื่อความเร็วลมเพิ่มขึ้นอัตราส่วนความเร็วสูงสุด ก็จะมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นตามความเร็วลมในลักษณะคู่ขนานกันในทุกๆ ช่วงความเร็วลม เฉลี่ย 5 เปอร์เซ็นต์

เหตุผลที่เป็นเช่นนั้น เพราะว่า อัตราส่วนความเร็วสูงสุดเป็นอัตราส่วนระหว่างความเร็วรอบต่อความเร็วลม เมื่อความเร็วลมเพิ่มขึ้นกังหันลมจะได้ความเร็วรอบเป็นกึ่งเท่าของของความเร็วลม ดังนั้นใบกังหันลมที่มีอัตราส่วนความเร็วสูงสุด มากๆ แสดงว่าเป็นใบที่มีประสิทธิภาพสูง ผลจากการทดสอบนี้มีความสอดคล้องกับการจำลองการไหลเป็นอย่างดี



ภาพที่ 4.10 อัตราส่วนความเร็วสูงสุดกับค่าสัมประสิทธิ์กำลังจากการทดสอบ

4.1.2.5 ผลของอัตราส่วนความเร็วสูงสุดที่มีผลต่อค่าสัมประสิทธิ์กำลัง ภาพที่ 4.10 แสดงผลการเปรียบเทียบในรูปของตัวแปรไร้มิติของค่าสัมประสิทธิ์กำลัง (C_p) กับอัตราส่วนความเร็วสูงสุด (TSR) ค่าสัมประสิทธิ์กำลังได้มาจากสมการที่ (2.10) และอัตราส่วนความเร็วสูงสุดได้มาจากสมการที่ (2.11) จากการวิเคราะห์ผลการทดสอบที่ความเร็วลม 6.0 เมตรต่อวินาที จะเห็นได้ว่าใบกังหันลมที่มีมุมบิดปลายใบ 2 องศา ได้ค่าสัมประสิทธิ์กำลังสูงสุดอยู่ที่ประมาณ 0.242 ที่อัตราส่วนความเร็วสูงสุด 6.4 และใบกังหันลมที่มีมุมบิดปลายใบ 8 องศา ค่าสัมประสิทธิ์กำลังสูงสุดอยู่ที่ประมาณ 0.18 ที่อัตราส่วนความเร็วสูงสุด 6.0 เมื่อเปรียบเทียบกันแล้วใบกังหันลมที่มีมุมบิดปลายใบ 2 องศา มีค่าสัมประสิทธิ์กำลัง สูงกว่าใบกังหันลมที่มีมุมบิดปลายใบ 8 องศา เฉลี่ย 19 เปอร์เซ็นต์ ดังนั้นใบกังหันลมที่มีค่าสัมประสิทธิ์กำลังสูง แสดงให้เห็นว่าใบกังหันลมมีประสิทธิภาพสูง สามารถดึงพลังงานออกมาจากลมได้มาก

เหตุผลที่เป็นเช่นนั้นเนื่องจากการทดสอบด้วยชุดทดสอบกังหันลมมีข้อจำกัดที่ชุดกำเนิดความเร็วลมได้สูงสุด 6.0 เมตรต่อวินาที ดังนั้นการทดสอบจึงถูกจำกัดที่ความเร็วลมดังกล่าว จึงไม่สามารถทดสอบหาค่าสัมประสิทธิ์กำลัง (C_p) และ อัตราส่วนความเร็วสูงสุด (TSR) สูงสุดได้ ดังนั้นการทดสอบจึงบอกได้เพียงที่ความเร็วลมสูงสุด 6.0 เมตรต่อวินาที ผลที่ได้จึงเป็นการ

เปรียบเทียบคูทิศทางแนวโน้มผลการทดสอบเทียบกับผลจากการจำลองการไหลด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์

จากการทดลองสรุปได้ว่า ผลจากทดสอบใบกังหันลมมีมุมบิดโคนใบ 8 องศา และมีมุมบิดปลายใบ 2 องศา (Blade Type 8/2) ให้ประสิทธิภาพใบสูงกว่าใบกังหันลมมีมุมบิดโคนใบ 8 องศา ตลอดความยาวใบ (Blade Type 8/8) เฉลี่ย 19 เปอร์เซ็นต์ จึงเป็นการยืนยันความถูกต้องของผลเฉลยแบบจำลองการไหลของกังหันลมด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์ CF-DesignV9.0 ในการตัดสินใจเลือกใบกังหันลมที่มีประสิทธิภาพสูงดังกล่าวไปใช้ในการออกแบบระบบส่งกำลัง สำหรับการออกแบบกังหันลมผลิตไฟฟ้าขนาด 20 กิโลวัตต์

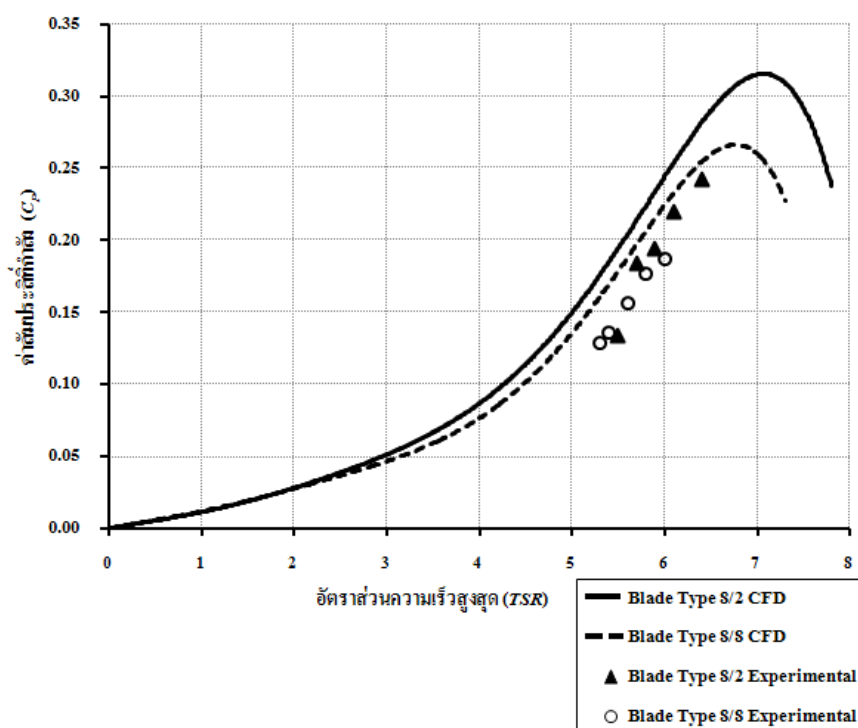
4.2 ผลการออกแบบระบบส่งกำลัง

ผลของการออกแบบจะเห็นว่าที่ความเร็วลม 2.5 เมตรต่อวินาที กังหันลมที่ใช้ระบบส่งกำลังแบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้า ขนาด 10 กิโลวัตต์ 2 ตัว มีแรงบิดเหลือ 0.72 นิวตันเมตร สามารถเริ่มต้นออกตัวหมุนได้ (Start-Up Wind Speed) และได้ที่ความเร็วลม 4.0 เมตรต่อวินาที กังหันลมที่ใช้ระบบส่งกำลังทางกลแบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้า ขนาด 20 กิโลวัตต์ 1 ตัว มีแรงบิดเหลือ 3.30 นิวตันเมตร จึงจะสามารถเริ่มต้นออกตัวหมุนได้ และที่ความเร็วลมที่กังหันลมเริ่มผลิตไฟฟ้าสูงสุด 9.5 เมตรต่อวินาที กังหันลมที่ใช้ระบบส่งกำลังแบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้า ขนาด 10 กิโลวัตต์ 2 ตัว มีแรงบิดเหลือ 322.40 นิวตันเมตร ส่วนกังหันลมที่ใช้ระบบส่งกำลังทางกลแบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้า ขนาด 20 กิโลวัตต์ 1 ตัว มีแรงบิดเหลือ 194.13 นิวตันเมตร ซึ่งแรงบิดมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นลักษณะคู่ขนานกันในทุกๆ ช่วงความเร็วลมคิดเป็นประสิทธิภาพในการเริ่มทำงานต่างกัน เฉลี่ย 38 เปอร์เซ็นต์

เหตุผลที่เป็นเช่นนั้น เพราะว่า กังหันลมที่ใช้ระบบส่งกำลังแบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้า ขนาด 10 กิโลวัตต์ 2 ตัว ต้องใช้แรงบิดเริ่มต้น (Starting Torque) 108.27 นิวตันเมตร ส่วนกังหันลมที่ใช้ระบบส่งกำลังทางกลแบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้า ขนาด 20 กิโลวัตต์ 1 ตัว ต้องใช้แรงบิดเริ่มต้น (Starting Torque) 130.19 นิวตันเมตร แต่ที่ความเร็วลม 2.5 เมตรต่อวินาที ใบกังหันลมที่คัดเลือกเอาไว้มีแรงบิด 109 นิวตันเมตร ดังนั้นกังหันลมจึงไม่สามารถเอาชนะแรงบิดเริ่มต้นของระบบส่งกำลังทางกลแบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้า ขนาด 20 กิโลวัตต์ 1 ตัว ได้ จึงไม่สามารถเริ่มต้นออกตัวหมุนได้ที่ความเร็วลมดังกล่าวได้

4.3 การเปรียบเทียบผลการจำลองการไหลกับการทดสอบ

เป็นผลจากการจำลองการไหลและการทดสอบ เพื่อเป็นการยืนยันความถูกต้องของผลเฉลยแบบจำลองการไหลของกังหันลมด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์ CF-DesignV9.0 จึงได้นำเอาผลการทดสอบใบกังหันลมต้นแบบย่อส่วน 1 ต่อ 15 เท่า ที่ได้ทดสอบด้วยชุดทดสอบประสิทธิภาพกังหันลม นำมาเปรียบเทียบกับในทอมไร้มิติอยู่ในรูปของสัมประสิทธิ์กำลัง (C_p) กับ อัตราส่วนความเร็วสูงสุด (TSR)



ภาพที่ 4.11 ค่าสัมประสิทธิ์กำลังระหว่างการจำลองการไหลกับการทดสอบ

จากภาพที่ 4.11 จะเห็นได้ว่าผลจำลองการไหลด้วยโปรแกรม CF-DesignV9.0 สอดคล้องกันเป็นอย่างดีกับการทดสอบด้วยชุดทดสอบประสิทธิภาพกังหันลม สังเกตจากแนวโน้มเส้นกราฟของผลเฉลยด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์กับการทดสอบ มีลักษณะทิศทางคู่ขนานกันไปในทิศทางเดียวกัน เมื่อเปรียบเทียบกัน แบบจำลองใบกังหันลมแบบ 8/2 (Blade Type 8/2) ผลเฉลยจากโปรแกรมคอมพิวเตอร์กับการทดสอบ จะมีค่าสัมประสิทธิ์กำลัง (C_p) แตกต่างกันเฉลี่ยอยู่ที่ประมาณ 25 เปอร์เซ็นต์ และแบบจำลองใบกังหันลมแบบ 8/8 (Blade Type 8/8) ผลเฉลยจากโปรแกรมคอมพิวเตอร์กับการทดสอบ ได้ค่าสัมประสิทธิ์กำลัง (C_p) แตกต่างกันเฉลี่ยอยู่ที่ประมาณ 23

เปอร์เซ็นต์ เหตุผลที่เป็นเช่นนั้น เพราะว่า การทดสอบในห้องปฏิบัติการมีการสูญเสีย จากความเสียหายของเบร็งส์ ทิศทางของลม เครื่องมือและอุปกรณ์ในการวัด เป็นต้น ซึ่งตัวแปรต่างๆ เหล่านี้ในการจำลองการไหลด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์ไม่มี

จากผลการทดลองสรุปได้ว่า ผลการจำลองการไหลด้วยโปรแกรม CF-DesignV9.0 กับผลการทดสอบ มีความแตกต่างกันเฉลี่ยอยู่ประมาณ 24 เปอร์เซ็นต์ จากภาพที่ 4.11 พบว่ามีความสอดคล้องกันเป็นอย่างดี กล่าว คือ มีแนวโน้มไปในทางเดียวกัน จึงเป็นการยืนยันความถูกต้องของผลเฉลยแบบจำลองการไหลด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์ เมื่อเทียบกับการทดสอบ ดังนั้นผลเฉลยด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์ CF-DesignV9.0 ให้ผลเฉลยที่เชื่อถือได้



บทที่ 5

สรุปผลวิจัย การอภิปราย และข้อเสนอแนะ

5.1 สรุปผลการวิจัย

5.1.1 การออกแบบใบกังหันลม ผลจากการใช้รูปร่าง หยกน้ำ รุ่น S-1223 ในการออกแบบใบกังหันลมมีมุมบิดโคนใบ 8 องศา และมีมุมบิดปลายใบ 2 องศา มีรัศมีใบกังหันลมยาว 6.15 เมตร ที่ความเร็วลมสูงสุด 9.5 เมตรต่อวินาที กังหันหมุน 106 รอบต่อนาที ได้แรงบิด 1,801 นิวตันเมตร ได้กำลังงานสูงสุด 19.9 กิโลวัตต์ อัตราส่วนความเร็วสูงสุด (TSR) 7.2 เพิ่มขึ้นเฉลี่ย 7 เปอร์เซ็นต์ และค่าสัมประสิทธิ์กำลัง (C_p) 0.32 เพิ่มขึ้น 18 เปอร์เซ็นต์ เทียบกับใบกังหันลมมีมุมบิดโคนใบ 8 องศา ตลอดความยาวใบ และที่ความเร็วลมเริ่มต้นหมุน 2.5 เมตรต่อวินาที กังหันหมุน 23 รอบต่อนาที ได้แรงบิด 109 นิวตันเมตร ได้กำลังงานสูงสุด 0.26 กิโลวัตต์ อัตราส่วนความเร็วสูงสุด (TSR) 5.9 และค่าสัมประสิทธิ์กำลัง (C_p) 0.23 จากการศึกษพบว่า เป็นใบกังหันลมที่ให้ประสิทธิภาพดีที่สุดเมื่อเปรียบเทียบกับใบกังหันลมมีมุมบิดโคนใบ 8 องศา ตลอดความยาวใบ ดังนั้นจึงเลือกใช้เป็นใบกังหันลมสำหรับการออกแบบกังหันลมผลิตไฟฟ้า ขนาด 20 กิโลวัตต์

5.1.2 การออกแบบระบบส่งกำลัง ระบบส่งกำลังทางกลแบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้า ขนาด 10 กิโลวัตต์ 2 ตัว (Dual System) อัตราทด 1 ต่อ 5.26 เพลาเครื่องกำเนิดไฟฟ้าหมุน 120 รอบต่อนาที สูญเสียแรงบิดจากระบบส่งกำลัง 88.28 นิวตันเมตร และจากแรงบิดเริ่มต้นของเครื่องกำเนิดไฟฟ้า 20 นิวตันเมตร รวมแรงบิดที่สูญเสียของระบบ 108.28 นิวตันเมตร ผลจากการคำนวณพบว่า กังหันลมสามารถเริ่มออกตัว (Start-Up Wind Speed) ที่ความเร็วลม 2.5 เมตรต่อวินาที เป็นระบบส่งกำลังที่ให้ประสิทธิภาพดีที่สุด เมื่อเปรียบเทียบกับระบบส่งกำลังทางกลแบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้า ขนาด 20 กิโลวัตต์ 1 ตัว (Single System) ที่สูญเสียแรงบิดจากระบบส่งกำลัง 130.07 นิวตันเมตร ต้องใช้ความเร็วลมเริ่มต้นหมุน 4 เมตรต่อวินาที ได้ประสิทธิภาพในการเริ่มทำงานต่างกัน 38 เปอร์เซ็นต์ ดังนั้นระบบส่งกำลังทางกลแบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้า ขนาด 10 กิโลวัตต์ 2 ตัว จึงมีความเหมาะสมสำหรับนำไปใช้ส่งกำลังกังหันลมผลิตไฟฟ้า ขนาด 20 กิโลวัตต์ เพื่อให้กังหันลมสามารถทำงานได้ที่พื้นที่ความเร็วลมต่ำ

5.1.3 การเปรียบเทียบผลการทดสอบกับการจำลองการไหลของลมผลการเปรียบเทียบในรูปแบบของตัวแปรไร้มิติ ของค่าสัมประสิทธิ์กำลัง (C_p) กับอัตราส่วนความเร็วสูงสุด (TSR) ผลการจำลองการไหลของลมผ่านใบกังหันลม ให้ผลการทดลองที่สอดคล้องในทิศทางเดียวกันกับผลการทดสอบใบกังหันลมต้นแบบย่อส่วน 1 ต่อ 15 จากแนวโน้มของผลการทดลองในแต่ละส่วน มีความแตกต่างกัน

ระหว่างผลจำลองการไหลกับการทดสอบ เฉลี่ย 24 เปอร์เซ็นต์ ซึ่งมีค่าน้อยกว่าเปอร์เซ็นต์ ความคลาดเคลื่อนที่กำหนดไว้ไม่เกิน 30 เปอร์เซ็นต์ บ่งบอกถึงความเชื่อมั่นในการใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์ CF-DesignV9.0 ในการทำนายผลของการออกแบบกังหันลมได้ดี ซึ่งใช้เป็นแนวทางในการศึกษาออกแบบกังหันลมในอนาคตได้กว้างขวางขึ้น สามารถลดต้นทุนและเวลาในการสร้างต้นแบบใบกังหันลม เพียงแต่อาศัยหลักการจำลองการไหล ดังกล่าวก็เพียงพอที่จะประเมินผลประสิทธิภาพใบกังหันลมได้แล้ว

ผลสรุปของงานวิจัยนี้จึงเลือกใช้ใบกังหันลมแบบมุมบิดโคนใบ 8 องศาและมุมบิดปลายใบ 2 องศา กับระบบส่งกำลังแบบเครื่องกำเนิดไฟฟ้า 10 กิโลวัตต์ 2 ตัว ในการออกแบบกังหันลมผลิตไฟฟ้าขนาด 20 กิโลวัตต์ ซึ่งเป็นใบกังหันลมและระบบส่งกำลังที่ทำให้กังหันลมมีประสิทธิภาพสูงที่สุด เพื่อนำไปประยุกต์ใช้งานจริง สำหรับพื้นที่ที่มีความเร็วลมเฉลี่ยช่วง 4-5 เมตรต่อวินาที

5.2 ข้อเสนอแนะ

จากแนวความคิดที่จะออกแบบใบกังหันลมผลิตไฟฟ้าที่ความเร็วลมต่ำนั้น หลังจากที่ได้ทำการศึกษาทดลอง พบว่ายังมีปัจจัยที่มีอิทธิพลต่อการเพิ่มประสิทธิภาพให้กับกังหันลมผลิตไฟฟ้าอีกหลายอย่าง เช่น รูปร่างแพนอากาศ (Airfoil) ซึ่งเป็นกลไกในการสร้างแรงยก (Lift Force) และแรงผลัก (Drag Force) ให้กับใบกังหัน โดยทำการศึกษาค้นคว้าสร้างรูปร่างแพนอากาศแบบใหม่ๆ ขึ้นมา ให้เหมาะสมกับในแต่ละพื้นที่ความเร็วลมโดยใช้หลักทฤษฎีเอเลเมนต์ของใบ (Blade Element Theory) ในการเพิ่มประสิทธิภาพใบกังหันลมซึ่งเป็นสิ่งที่น่าสนใจที่จะศึกษาต่อไป

สำหรับในส่วน of ระบบส่งกำลัง ควรที่จะมีการสร้างต้นแบบขนาดเท่าของจริงทั้งระบบส่งกำลังแบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้า ขนาด 10 กิโลวัตต์ 2 ตัว (Dual System) และระบบส่งกำลังแบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้า ขนาด 20 กิโลวัตต์ 1 ตัว (Single System) เพื่อเก็บข้อมูลตัวแปรที่มีผลต่อการสูญเสียค่าแรงบิดก่อนส่งเข้าเครื่องกำเนิดไฟฟ้าที่แท้จริง ซึ่งจะได้นำมาใช้เป็นตัวเปรียบเทียบกับการคำนวณทางทฤษฎี

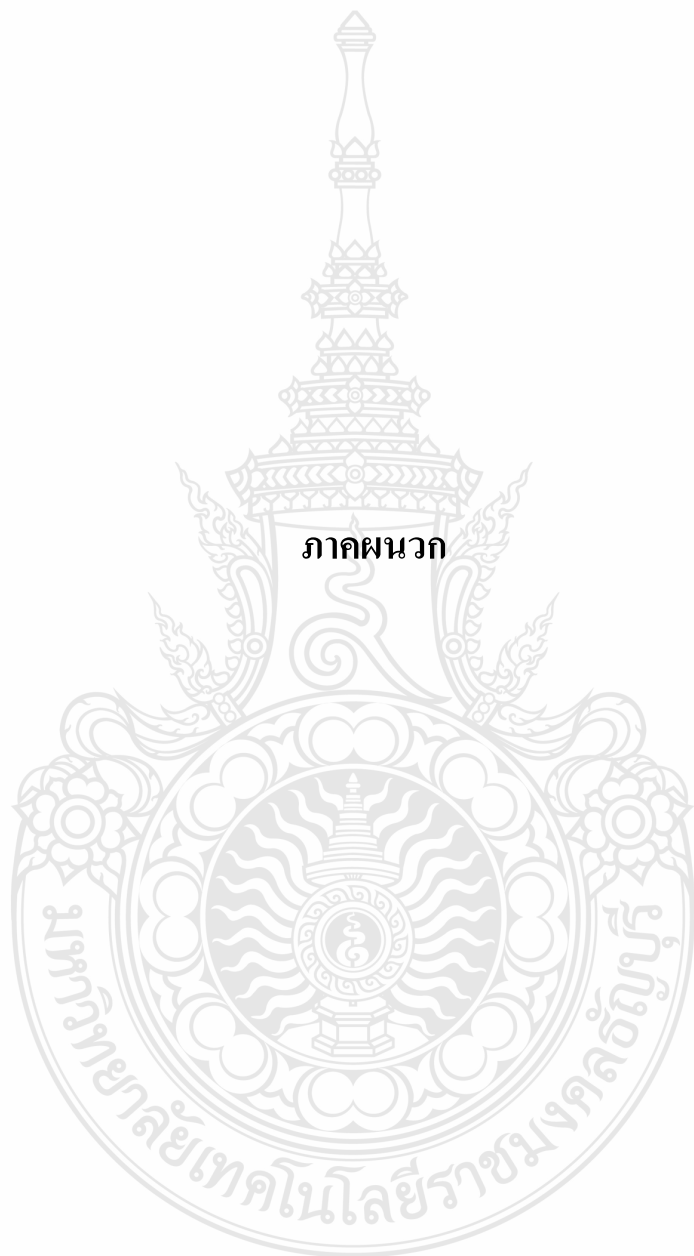
รายการอ้างอิง

- [1] สมชาย ภูพงษ์ไพบูลย์, บริษัท เฟลโลว์ เอ็นจิเนียรส์ คอนซัลแตนต์ จำกัด, “แผนที่ศักยภาพพลังงานลมของประเทศไทย” โดยการสนับสนุนจากกรมพัฒนาและส่งเสริมพลังงาน ครั้งที่ 1 จำนวน 600 เล่ม, 2544
- [2] วิรัชย์ โรยรินทร. “รายงานการศึกษาวิจัยพัฒนาสาขิตันแบบเทคโนโลยีกังหันลมผลิตไฟฟ้าความเร็วลมต่ำ,” คณะวิศวกรรมศาสตร์, มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี, 2551.
- [3] วิรัชย์ โรยรินทร. “รายงานโครงการวิจัยเพื่อพัฒนากังหันลมผลิตไฟฟ้าต้นแบบขนาด 50 กิโลวัตต์,” คณะวิศวกรรมศาสตร์, มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี, 2552.
- [4] ชโลธร ธรรมแท้ และทวิช จิตรสมบูรณ์. “การออกแบบใบกังหันลมให้ดีที่สุดสำหรับประเทศไทยโดยใช้ทฤษฎีสตรีป,” การประชุมเชิงวิชาการเครือข่ายพลังงานแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 3, 23-25 พฤษภาคม 2550 โรงแรมไพบยทศกย กรุงเทพฯ, 2550
- [5] นนทวุฒิ ปรีชาวุฒิ, อุดมเกียรติ นนทแก้ว และ บุญชัย วัจจะตรากุล “การออกแบบใบกังหันลมแกนนอนที่เหมาะสมสำหรับความเร็วลมต่ำ”, วิทยานิพนธ์ปริญญาวิทยาศาสตรบัณฑิต คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ, 2552
- [6] กองพัฒนาพลังงานทดแทน ฝ่ายพัฒนาและแผนงาน โครงการ “โครงการติดตั้งกังหันลม ขนาดกำลังผลิต 1,250 กิโลวัตต์ จำนวน 2 ชุด รวมกำลังผลิต 2,500 กิโลวัตต์” การไฟฟ้าฝ่ายผลิตแห่งประเทศไทย จ.นนทบุรี, 2552
- [7] Jiyuan Tu, Guan Heng Yeoh and Chaoqun Liu “Computational Fluid Dynamics,” A Practical Approach, Elsevier, 2st ed, Oxford, UK, 2008
- [8] นิพนธ์ เกตุจ้อย และอชิตพล ศศิธรานูวัฒน์. “เทคโนโลยีพลังงานลม,” Naresuan University Journal, 2004, 12(2), pp 57-73.
- [9] James F. Manwell, Jon G. McGowan and Anthony L. Rogers “Wind Energy Explained,” Theory, Design and Application, 2nd ed, John Wiley & Sons Ltd., 2009
- [10] Erich Hau. “Wind Turbine,” Fundamentals, Technologies, Application, Economics, 2nd ed, Springer Berlin Heidelberg, New York, 2006.
- [11] Martin O. L. Hansen. “Aerodynamics of wind turbines,” 2nd ed, Earthscan in the UK and USA, 2008

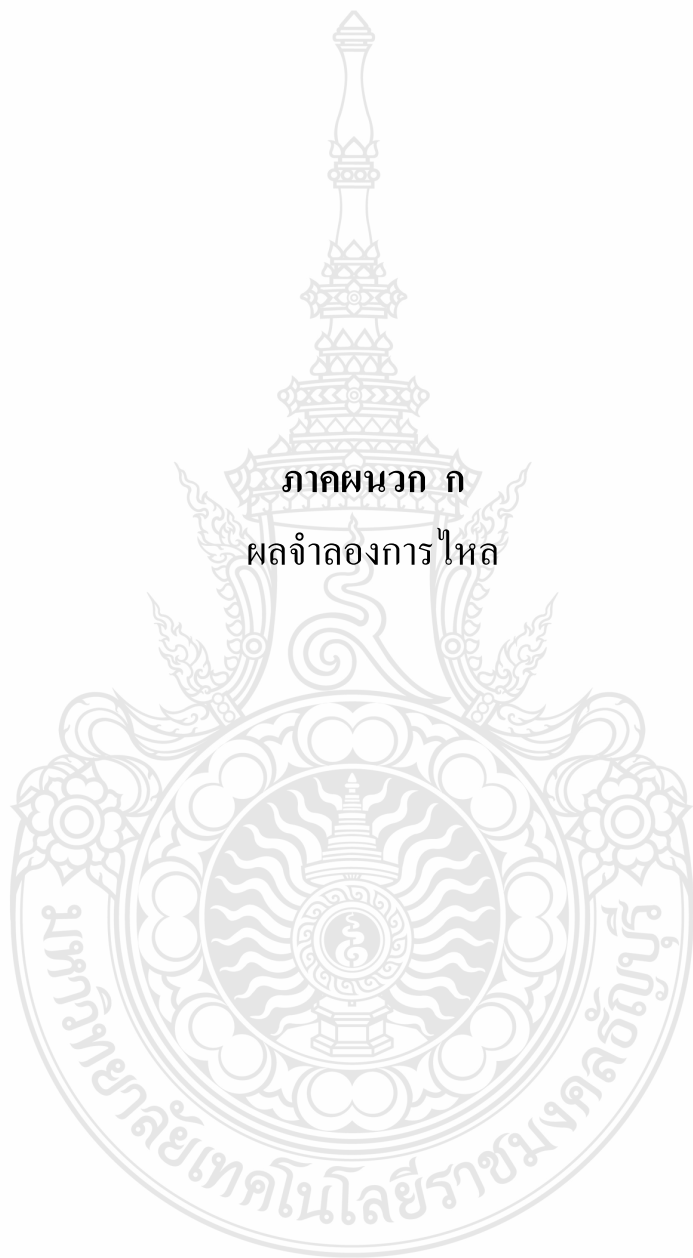
- [12] F.S. David M. Eggleston and Forrest S. Stoddard “**Wind Turbine Engineering Design**”, Van Nostrand Reinhold, New York, 1987.
- [13] บรรเลง ศรีนิล และกิตติ นิงสานนท์ “การคำนวณและออกแบบชิ้นส่วนเครื่องกล,” สำนักพิมพ์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ, กรุงเทพฯ, 2530
- [14] SEOLTECH CO.,LTD, <http://www.seoltec.com> (Korean), <http://www.skywindearth.com> (English), E-mail: seolnrgh@seoltec.com
- [15] Zhejiang Fengyuan Energy Technology Group Co.,Ltd. Showroom:
<http://wzfengyuan.en.made-in-china.com>



ภาคผนวก



ภาคผนวก ก
ผลจำลองการไหล



ผลจำลองการไหลด้วยโปรแกรม CF-Design V9.0

ผลการทดสอบจำลองใบกังหันลมต้นแบบด้วย โปรแกรม CF-DesignV9.0 โดยการนำโมเดลจำลองทั้งสองแบบ คือ ใบกังหันลม แบบที่ 1 แบบ 8/2 (Blade Type 8/2) และ ใบกังหันลม แบบที่ 2 แบบ 8/8 (Blade Type 8/8) ไปทดสอบจำลองการไหลของลมในอุโมงค์ลมจำลอง ด้วยโปรแกรม CF-DesignV9.0 ซึ่งผลข้อมูลที่ได้จะจากการจำลองจะมีอยู่ สองชนิด คือ ความเร็วรอบ (Rotating Speed) และแรงบิด (Hydraulic Torque) ในการทดสอบจำลองโมเดลจะมีอยู่สองส่วนด้วยกัน ส่วนที่หนึ่ง ทำการทดสอบในหมวดของการวิเคราะห์แบบหมุนอิสระ (Free Spinning) ผลที่ได้จากการวิเคราะห์ในหมวดนี้ คือ ความเร็วรอบ (Rotating Speed) และส่วนที่สอง ทำการทดสอบในหมวดของการวิเคราะห์แบบรู้ความเร็วรอบ (Known Rotational Speed) ผลที่ได้จากการวิเคราะห์ในหมวดนี้ คือ แรงบิด (Hydraulic Torque) จะทำการทดสอบผลที่ความเร็วลม ตั้งแต่ 2 เมตรต่อวินาที จนถึง ความเร็วลม 14 เมตรต่อวินาที และจะมีการทดสอบที่ความเร็วลม 2.5 เมตรต่อวินาที และ 9.5 เมตรต่อวินาที ซึ่งเป็นช่วงความเร็วลมเริ่มต้นหมุน (Cut In Wind Speed) และความเร็วลมที่กังหันลมให้กำลังงานสูงสุด (Rated Wind Power)

การทดสอบในหมวดของการวิเคราะห์แบบหมุนอิสระ (Free Spinning) จะบันทึกผลการทดสอบที่ตำแหน่ง แรงบิด (Hydraulic Torque) มีค่าติดลบ (-) ครั้งแรก หมายถึง แรงบิดติดลบ หมายถึง กังหันลมเริ่มให้พลังงานออกมา จดบันทึกความเร็วรอบ ลงในตารางบันทึกผล ตารางที่ ก.1

การทดสอบในหมวดของการวิเคราะห์แบบรู้ความเร็วรอบ (Known Rotational Speed) จะบันทึกผลการทดสอบที่ตำแหน่ง แรงบิด (Hydraulic Torque) มีค่าติดลบ (-) มากที่สุด หลังจากที่กังหันลมหมุนที่ความเร็วรอบสูงสุดแล้ว จดบันทึกแรงบิดสูงสุด ลงในตารางบันทึกผล ตารางที่ ก.1

จากตารางที่ ก.1 ถึง ตารางที่ ก.3 จะเป็นตารางบันทึกผลการจำลองและการวิเคราะห์ผลจากผลจำลองการไหลด้วยโปรแกรม CF-DesignV9.0

ตารางที่ ก. 1 บันทึกผลจำลองการไหลด้วยโปรแกรม CF-Design V9.0

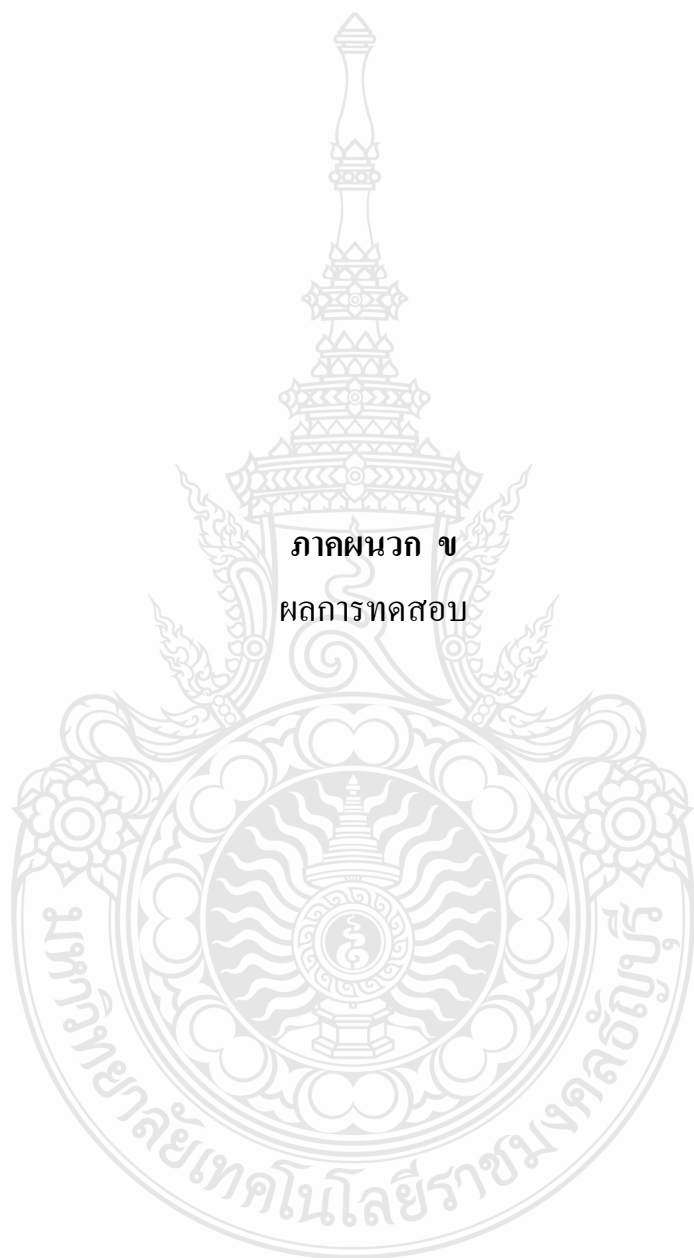
ความเร็วลม (m/s)	ใบกังหันลมแบบ 8/2			ใบกังหันลมแบบ 8/8		
	ความเร็วรอบ (rpm)	แรงบิด (N-m)	กำลังงาน (kW)	ความเร็วรอบ (rpm)	แรงบิด (N-m)	กำลังงาน (kW)
2.0	17	58	0.10	16	50	0.08
2.5	23	109	0.26	21	89	0.20
3.0	28	167	0.49	26	134	0.36
4.0	38	301	1.20	36	250	0.94
5.0	49	480	2.46	46	411	1.98
6.0	61	698	4.46	58	624	3.79
7.0	72	968	7.30	69	870	6.29
8.0	85	1,289	11.47	80	1,150	9.63
9.0	99	1,659	17.20	91	1,477	14.07
9.5	106	1,801	19.99	97	1,658	16.84
10.0	115	1,902	22.90	104	1,726	18.79
12.0	139	2,482	36.12	132	2,276	31.46
14.0	165	3,107	53.67	156	2,914	47.59

ตารางที่ ก. 2 แสดงผลการวิเคราะห์อัตราส่วนความเร็วสูงสุดจากผลจำลองการไหล

ความเร็วลม (เมตรต่อวินาที)	อัตราส่วนความเร็วสูงสุด (TSR)	
	ใบกังหันลมแบบ 8/2	ใบกังหันลมแบบ 8/8
2.0	5.5	5.2
2.5	5.9	5.4
3.0	6.0	5.6
4.0	6.1	5.8
5.0	6.3	5.9
6.0	6.5	6.2
7.0	6.6	6.3
8.0	6.8	6.4
9.0	7.1	6.5
9.5	7.2	6.6
10.0	7.4	6.7
12.0	7.5	7.1
14.0	7.6	7.2

ตารางที่ ก.3 แสดงผลการวิเคราะห์สัมประสิทธิ์กำลังจากผลจำลองการไหล

ความเร็วลม (เมตรต่อวินาที)	กำลังงานลม (กิโลวัตต์)	สัมประสิทธิ์กำลัง (C_p)	
		ใบกังหันลมแบบ 8/2	ใบกังหันลมแบบ 8/8
2.0	0.58	0.18	0.14
2.5	1.14	0.23	0.17
3.0	1.96	0.25	0.19
4.0	4.66	0.26	0.20
5.0	9.10	0.27	0.22
6.0	15.72	0.28	0.24
7.0	24.96	0.29	0.25
8.0	37.26	0.31	0.26
9.0	53.05	0.32	0.27
9.5	62.39	0.32	0.27
10.0	72.77	0.31	0.26
12.0	125.74	0.29	0.25
14.0	199.69	0.27	0.24



ภาคผนวก ข

ผลการทดสอบ

ผลการทดสอบใบกังหันลมต้นแบบด้วยชุดทดสอบกังหันลม

ผลการทดสอบใบกังหันลมด้วยชุดทดสอบกังหันลมนั้นมีอยู่สองส่วนด้วยกันคือในส่วนของโรเตอร์ (Rotor) ที่เป็นใบกังหันลม แบบที่ 1 แบบ 8/2 (Blade Type 8/2) ที่มีลักษณะมุมบิดที่โคนใบ (Pitch Angle) 8 องศา และบิดมุมที่ปลายใบ (Tip Pitch Angle) 2 องศา และ แบบที่ 2 แบบ 8/8 (Blade Type 8/8) ที่มีลักษณะมุมบิดที่โคนใบ (Pitch Angle) 8 องศา ตลอดความยาวปลายใบ (Tip Pitch Angle) ซึ่งผลจากการทดสอบจะได้จากเครื่องมือวัดแรงบิด (Torque Transducer) โดยการประมวลผลด้วยโปรแกรม TORQ-VIEW สามารถอ่านค่าจากจอประมวลผลได้เลยมีความสะดวกมาก จะแสดงผลการวัดค่าต่างๆ ดังนี้ ค่าแรงบิด (Torque) ความเร็วรอบ (Speed) และค่ากำลังงาน (Power) ทางจอประมวลผลคอมพิวเตอร์ได้เลย

ข.1 ผลการทดสอบความเร็วลมของชุดแหล่งกำเนิดลม

ตารางที่ ข.1 บันทึกผลการทดสอบความเร็วลมของชุดแหล่งกำเนิดลม

ความเร็วรอบมอเตอร์ (รอบต่อนาที)	ช่วงความเร็วลมควบคุม (เมตรต่อวินาที)	ความเร็วลมเฉลี่ย (เมตรต่อวินาที)
115 -125	1.8 – 2.2	2.0
155 -165	2.3 – 2.7	2.5
195 - 205	2.8 - 3.2	3.0
280 -290	3.8 – 4.2	4.0
350 - 360	4.8 – 5.2	5.0
410 - 420	5.8 – 6.2	6.0

ข.2 ผลการทดสอบใบกังหันลมต้นแบบด้วยชุดทดสอบกังหันลม

ในการทดสอบใบกังหันลมต้นแบบซึ่งได้มาจากการย่อส่วนจากของจริงลงมาด้วยอัตราส่วน 1 ต่อ 15 ใบกังหันลมต้นแบบตัวจริงจะมี รัศมียาว 6.15 เมตร หลังจากย่อส่วนแล้วจะได้ รัศมีใบกังหันในการทดสอบยาว 41 เซนติเมตร ขนาดสัดส่วนอื่นๆ ก็ถูกย่อลงมาตามส่วนเท่าๆกัน ผลการทดสอบใบกังหันลม แบบที่ 1 แบบ 8/2 (Blade Type 8/2) ดูได้จากตารางที่ ข.2 และ ใบกังหันลมต้นแบบ แบบที่ 2 แบบ 8/8 (Blade Type 8/8) ดูได้จากตารางที่ ข.3 ตามลำดับ

ตารางที่ ข.2 บันทึกผลการทดสอบใบกังหันลม แบบ 8/2

ความเร็วลม (เมตรต่อวินาที)	ความเร็วรอบ (รอบต่อนาที)	แรงบิด (นิวตันเมตร)	กำลังงาน (วัตต์)
2.0	0	0.00	0.00
2.5	322	0.02	0.67
3.0	395	0.04	1.65
4.0	547	0.07	4.01
5.0	706	0.12	8.87
6.0	898	0.18	16.92

ตารางที่ ข.3 บันทึกผลการทดสอบใบกังหันลม แบบ 8/8

ความเร็วลม (เมตรต่อวินาที)	ความเร็วรอบ (รอบต่อนาที)	แรงบิด (นิวตันเมตร)	กำลังงาน (วัตต์)
2.0	0	0.00	0.00
2.5	310	0.02	0.65
3.0	375	0.03	1.18
4.0	515	0.06	3.24
5.0	678	0.10	7.10
6.0	832	0.15	13.07

ผลทดสอบที่ได้สามารถดูได้จากจอประมวลผลของคอมพิวเตอร์ (Laptop/PC) จากข้อมูลของเครื่องมือวัดแรงบิด (Torque Transducer) โดยส่งผลมาประมวลผลด้วยโปรแกรม TORQ-VIEW การเก็บข้อมูลจะดูจากค่าสูงสุด (Peak) ของ ค่าแรงบิด (Torque) ความเร็วรอบ (Speed) และค่ากำลังงาน (Power) ของแต่ละความเร็วลม เนื่องจากชุดแหล่งกำเนิดลม สามารถสร้างความเร็วลมสูงสุดได้ 6.0 เมตรต่อวินาที จึงจำกัดขอบเขตการศึกษาที่ความเร็วลมดังกล่าว

ข.3 ผลการวิเคราะห์การทดสอบใบกึ่งหันลมต้นแบบทั้งสองแบบด้วยชุดทดสอบกึ่งหันลม

นำผลจากการทดสอบ ตารางที่ ข.2 และตาราง ข.3 มาวิเคราะห์ผลอัตราส่วนความเร็วสูงสุด (TSR) และสัมประสิทธิ์กำลัง (C_p) ของใบกึ่งหันลม ตารางที่ ข.4 จะแสดงการวิเคราะห์ผลอัตราส่วนความเร็วสูงสุด และ ตารางที่ ข.5 จะแสดงการวิเคราะห์ผลสัมประสิทธิ์กำลัง ตามลำดับ

ตารางที่ ข.4 ผลการวิเคราะห์ผลอัตราส่วนความเร็วสูงสุด

ความเร็วลม (เมตรต่อวินาที)	อัตราส่วนความเร็วสูงสุด (TSR)	
	ใบกึ่งหันลม แบบ 8/2	ใบกึ่งหันลม แบบ 8/8
2.0	0	0
2.5	5.5	5.3
3.0	5.7	5.4
4.0	5.9	5.5
5.0	6.1	5.8
6.0	6.4	6.0

ตารางที่ ข.5 ผลการวิเคราะห์ผลสัมประสิทธิ์กำลัง

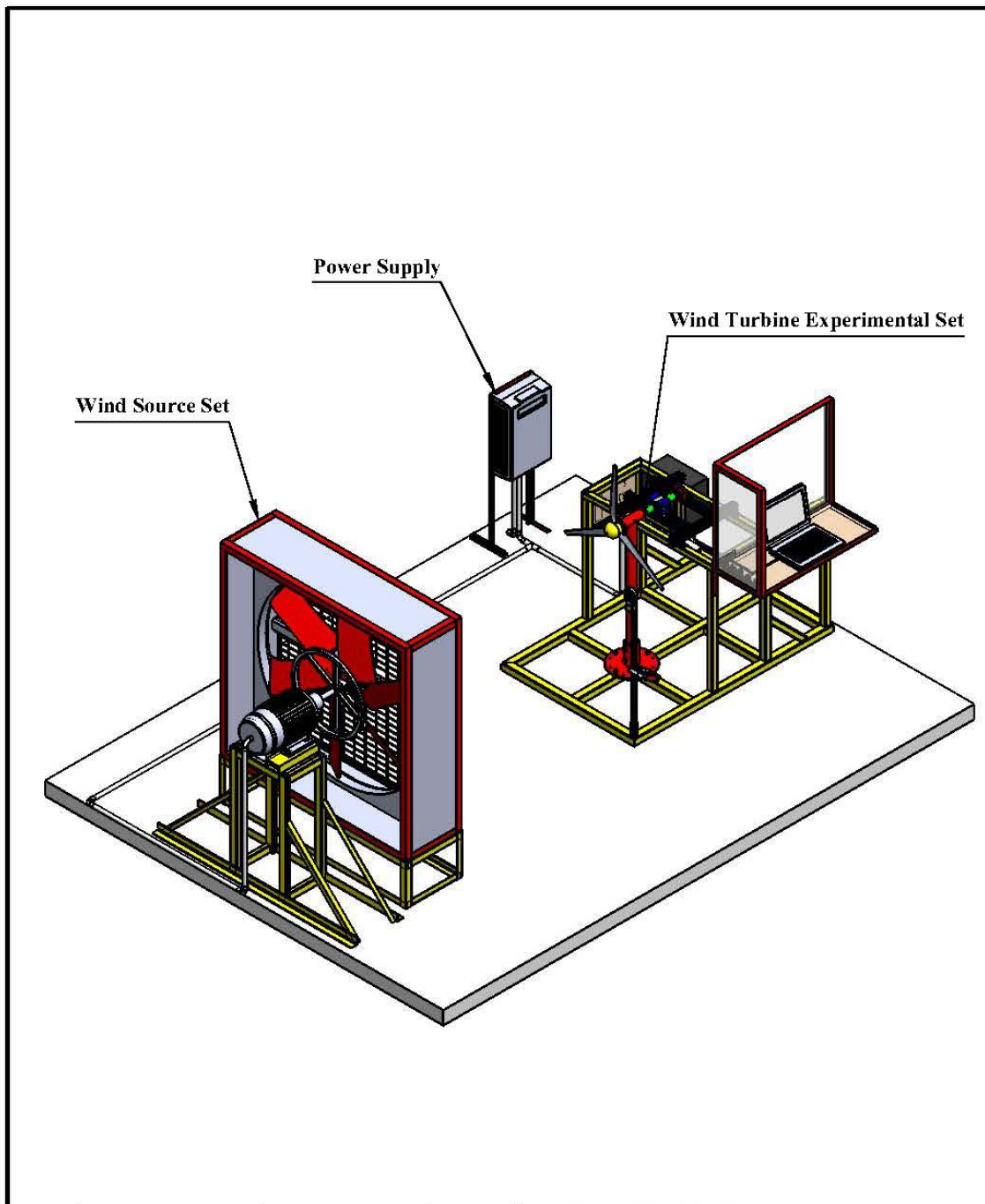
ความเร็วลม (เมตรต่อวินาที)	กำลังงานลม (วัตต์)	สัมประสิทธิ์กำลัง (C_p)	
		ใบกึ่งหันลม แบบ 8/2	ใบกึ่งหันลม แบบ 8/8
2.0	2.59	0.000	0.000
2.5	5.05	0.133	0.128
3.0	8.73	0.189	0.135
4.0	20.70	0.194	0.156
5.0	40.43	0.219	0.176
6.0	69.85	0.242	0.187

ภาคผนวก ค
รายการแบบประกอบ

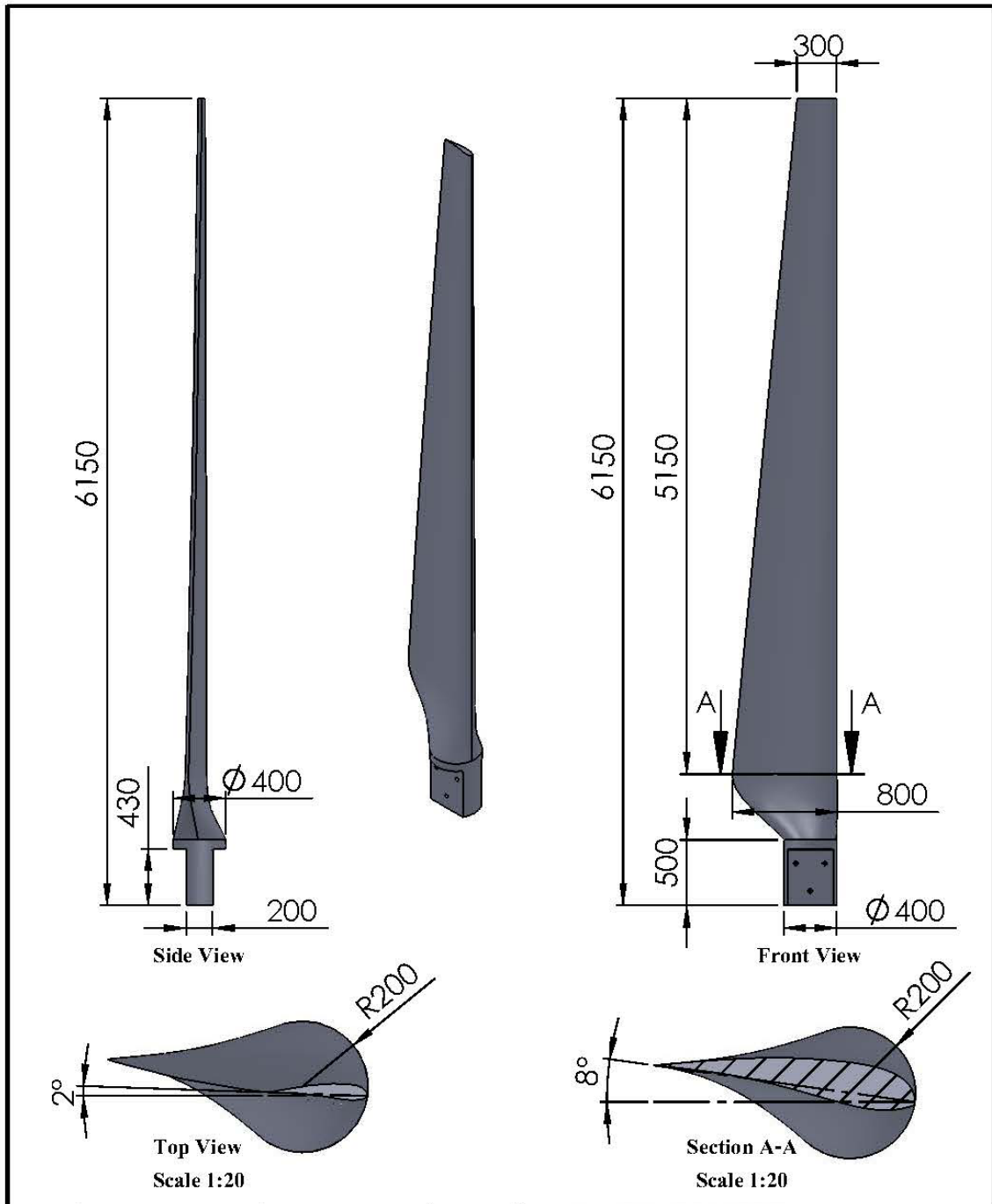



รายการแบบประกอบ

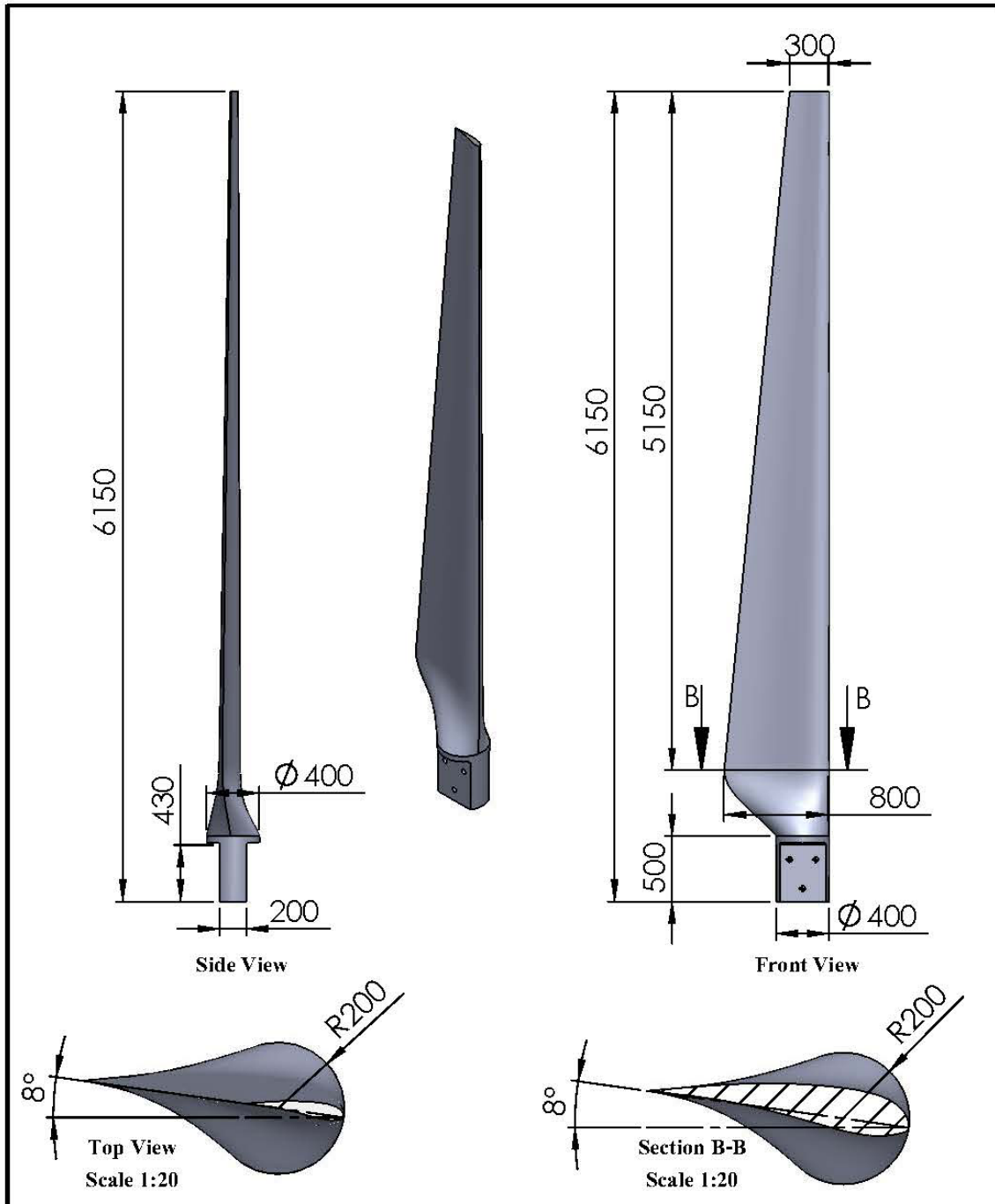
หมายเลขแบบ	รายการแบบ
ME-00-00	Experimental Layout Plan
ME-01-01	Blade Wind Turbine Type 8/2
ME-01-02	Blade Wind Turbine Type 8/8
ME-02-01	Blade Wind Turbine Type 8/2 (Scaling 1:15)
ME-02-02	Blade Wind Turbine Type 8/8 (Scaling 1:15)
ME-03-01	CFD-Model Blade Type 8/2
ME-03-02	CFD-Model Blade Type 8/8
ME-04-01	Wind Turbine Experimental Set
ME-04-02	Structure Experimental Set
ME-04-03	Anemometer
ME-04-04	Safety Guard
ME-04-05	Torque Transducer Set
ME-04-06	Wind Turbine Set
ME-05-01	Wind Source Set
ME-05-02	Support Housing
ME-05-03	Support Motor
ME-05-04	Housing Fan



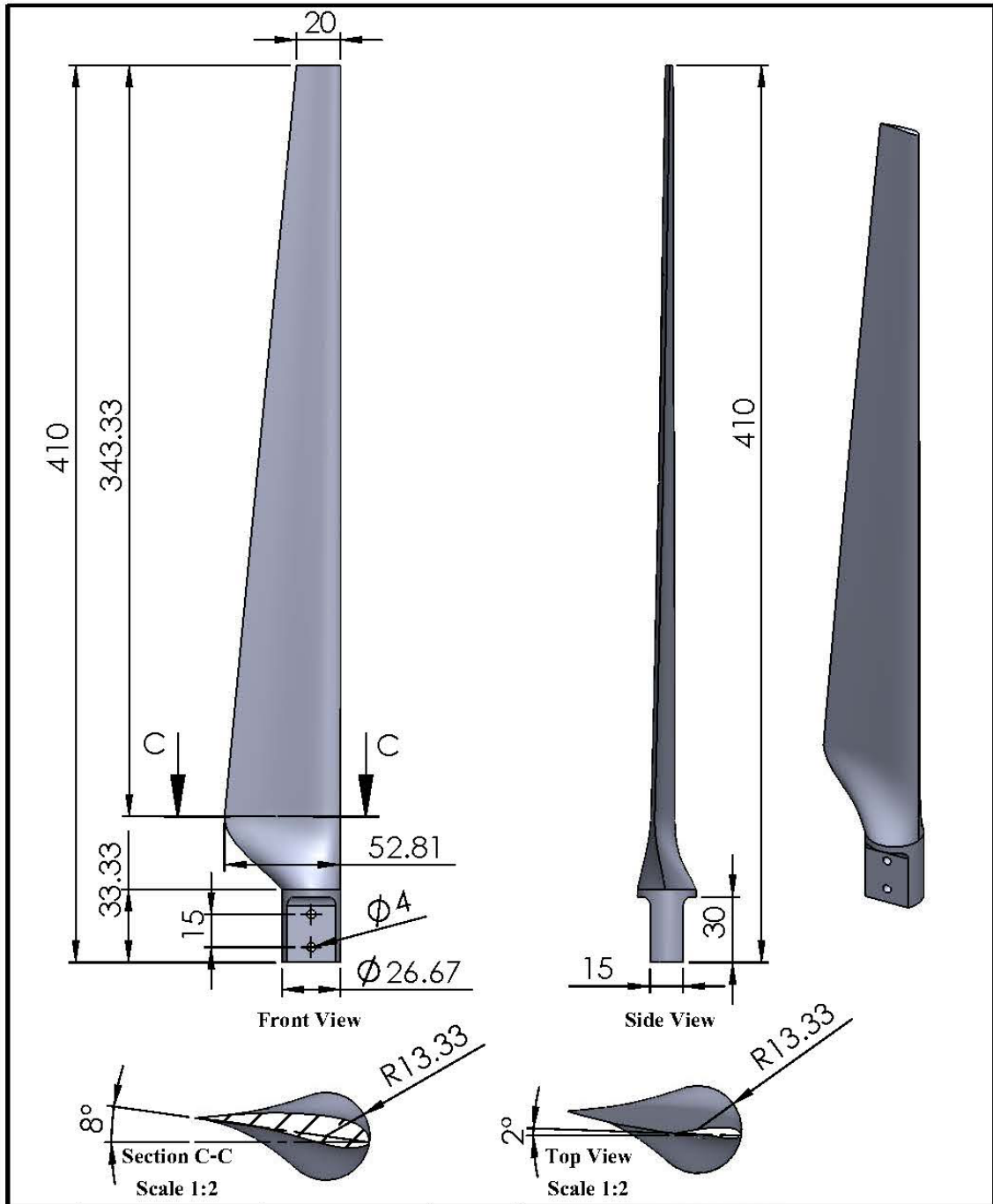
				 RMUTT Rajamangala University of Technology Thanyaburi มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี		
1	EXPERIMENTAL	□ 3 x 4 x 3 m.	1			
ITEM	DESCRIPTION	DIMENSION	QTY	TITLE :		
	NAME	SIGNATURE	DATE	EXPPERIMENTAL LAYOUT PLAN		
DRAWN	Mr. Sawang Chatthong			MATERIAL :	DWG NO.	REVISION
CHK'D.	Dr. Wirachai Roynarin				ME-00-00	1
APPV'D.	Dr. Wirachai Roynarin			WEIGHT : Kg	SCALE 1 : 35	SHEET 1 OF 1
MFG.						A4
QA						



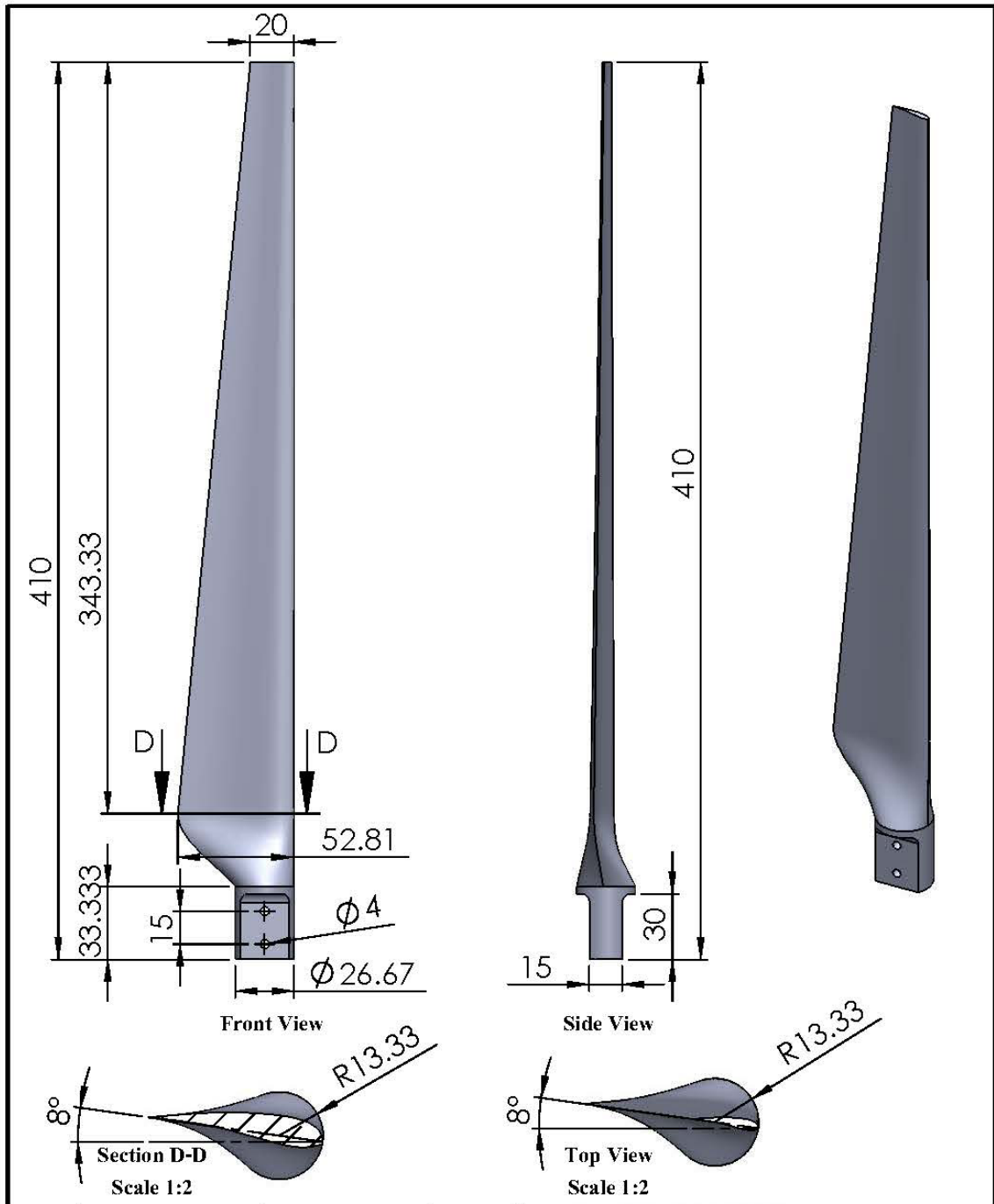
				 RMUTT Rajamangala University of Technology Thanyaburi มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี		
1	BLADE TYPE 8/2	$\square 400 \times 800 \times 6,150$ mm.	3	TITLE :		
ITEM	DESCRIPTION	DIMENSION	QTY			
	NAME	SIGNATURE	DATE	BLADE WIND TURBINE TYPE 8/2		
DRAWN	Mr. Sawang Chatthong					
CHK'D.	Dr. Wirachai Roynarin					
APP'V'D.	Dr. Wirachai Roynarin					
MFG.						
Q.A				MATERIAL :	DWG NO.	REVISION
				FIBER GLASS	ME-01-01	1
				WEIGHT : 30 Kg	SCALE 1 : 50	SHEET 1 OF 1
						A4



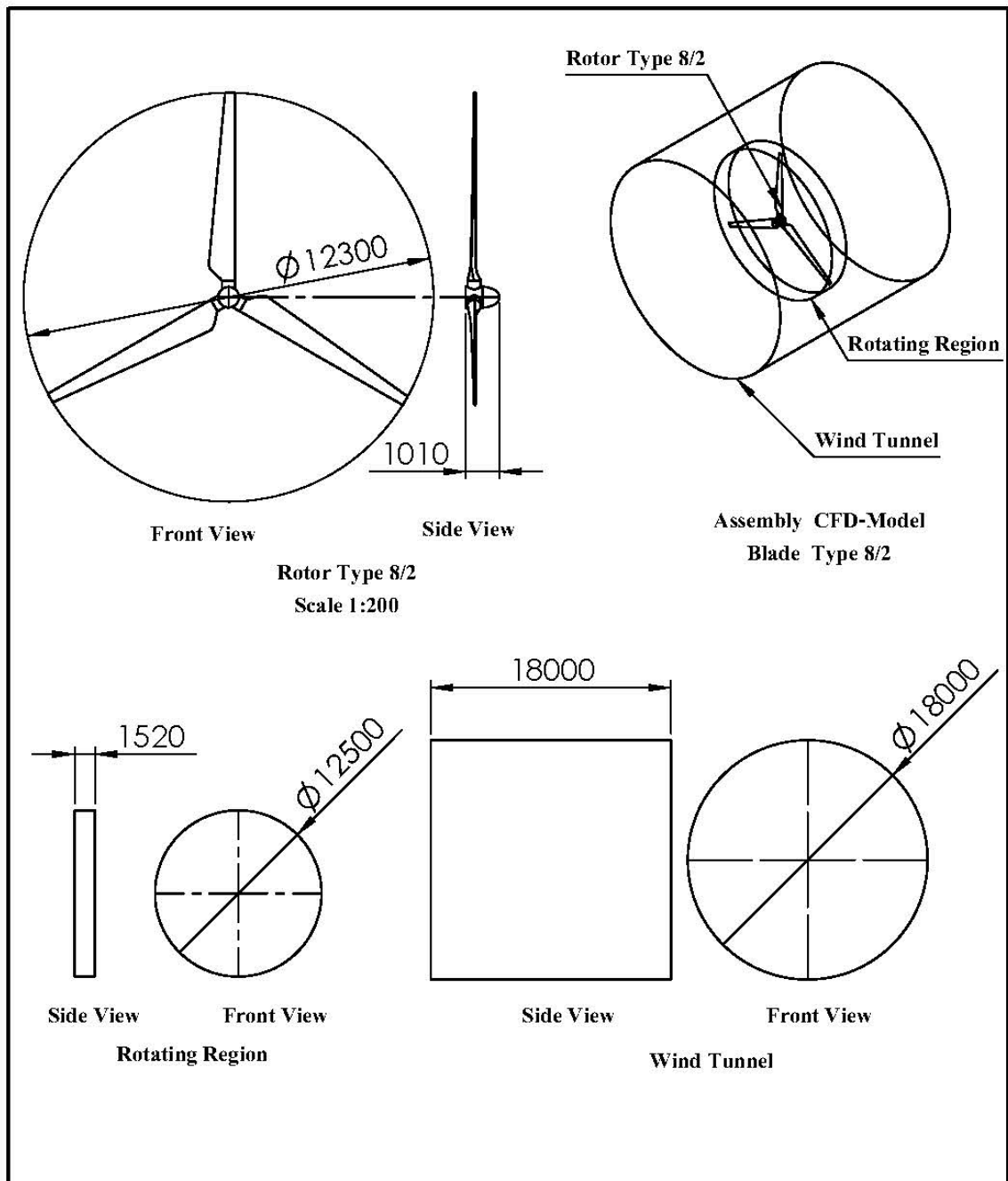
1	BLADE TYPE 8/8	$\square 400 \times 800 \times 6,150$ mm.	3	 RMUTT Rajamangala University of Technology Thanyaburi มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี
ITEM	DESCRIPTION	DIMENSION	QTY	
	NAME	SIGNATURE	DATE	
DRAWN	Mr. Sawang Chatthong			
CHK'D.	Dr. Wirachai Roynarin			TITLE :
APPV'D.	Dr. Wirachai Roynarin			BLADE WIND TURBINE TYPE 8/8
MFG.				MATERIAL :
QA				FIBER GLASS
				DWG NO.
				ME-01-02
				REVISION
				1
				A4
				WEIGHT : 30 Kg
				SCALE 1 : 50
				SHEET 1 OF 1




1	BLADE TYPE 8/2	□ 27x53x410 mm.	3	 RMUTT Rajamangala University of Technology Thanyaburi มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี
ITEM	DESCRIPTION	DIMENSION	QTY	
	NAME	SIGNATURE	DATE	TITLE :
DRAWN	Mr. Sawang Chatthong			BLADE TYPE 8/2 (SCALING 1:15)
CHK'D.	Dr. Wirachai Roynarin			MATERIAL :
APPV'D.	Dr. Wirachai Roynarin			WOOD
MFG.				DWG NO.
QA				ME-02-01
				REVISION
				1
				A4
				WEIGHT : 75 g
				SCALE 1:3
				SHEET 1 OF 1



				 RMUTT Rajamangala University of Technology Thanyaburi มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี											
1	BLADE TYPE 8/8	\square 27x53x410 mm.	3	TITLE : BLADE TYPE 8/8 (SCALING 1:15)											
ITEM	DESCRIPTION	DIMENSION	QTY												
	NAME	SIGNATURE	DATE	<table border="1"> <tr> <td>MATERIAL :</td> <td>DWG NO.</td> <td rowspan="2">REVISION</td> </tr> <tr> <td>WOOD</td> <td>ME-02-02</td> <td>1</td> </tr> <tr> <td>WEIGHT : 75 g</td> <td>SCALE 1:3</td> <td>SHEET 1 OF 1</td> <td>A4</td> </tr> </table>		MATERIAL :	DWG NO.	REVISION	WOOD	ME-02-02	1	WEIGHT : 75 g	SCALE 1:3	SHEET 1 OF 1	A4
MATERIAL :	DWG NO.	REVISION													
WOOD	ME-02-02		1												
WEIGHT : 75 g	SCALE 1:3	SHEET 1 OF 1	A4												
DRAWN	Mr. Sawang Chatthong														
CHK'D.	Dr. Wirachai Roynarin														
APPV'D.	Dr. Wirachai Roynarin														
MFG.															
QA															



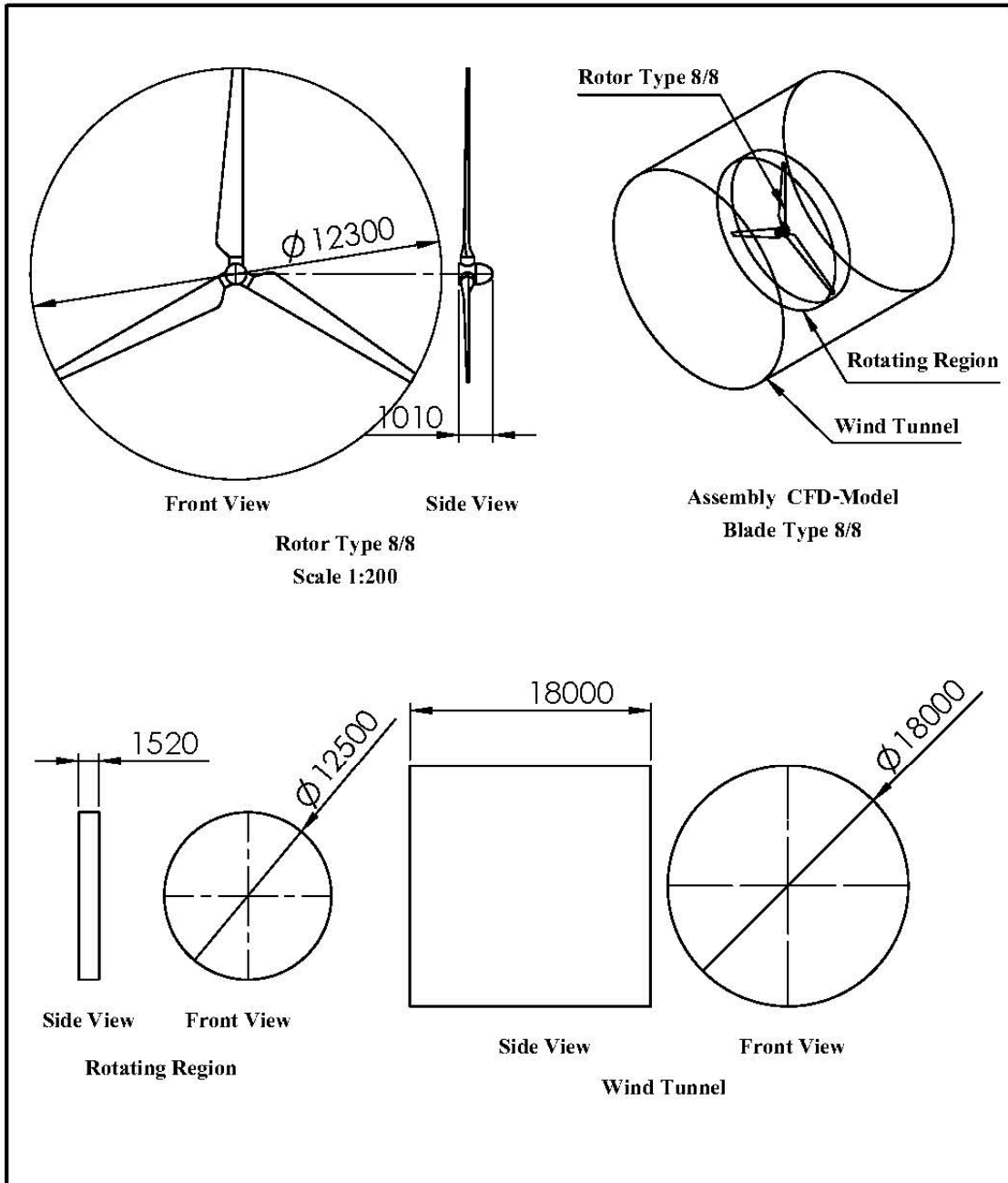
3	WIND TUNNEL	Ø 18,000x18,000 mm.	1
2	ROTATING REGION	Ø 12,500x1,520 mm.	1
1	ROTOR TYPE 8/2	Ø 12,300x1,010 mm.	1
ITEM	DESCRIPTION	DIMENSION	QTY
	NAME	SIGNATURE	DATE
DRAWN	Mr. Sawang Chatthong		
CHK'D.	Dr. Wirachai Roynarin		
APPV'D.	Dr. Wirachai Roynarin		
MFG.			
QA			




RMUTT
Rajamangala University of Technology Thanyaburi
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี

TITLE : **CFD-MODEL BLADE TYPE 8/2**

MATERIAL : FIBER GLASS	DWG NO. ME-03-01	REVISION 1
WEIGHT : 90 Kg	SCALE 1 : 500	SHEET 1 OF 1



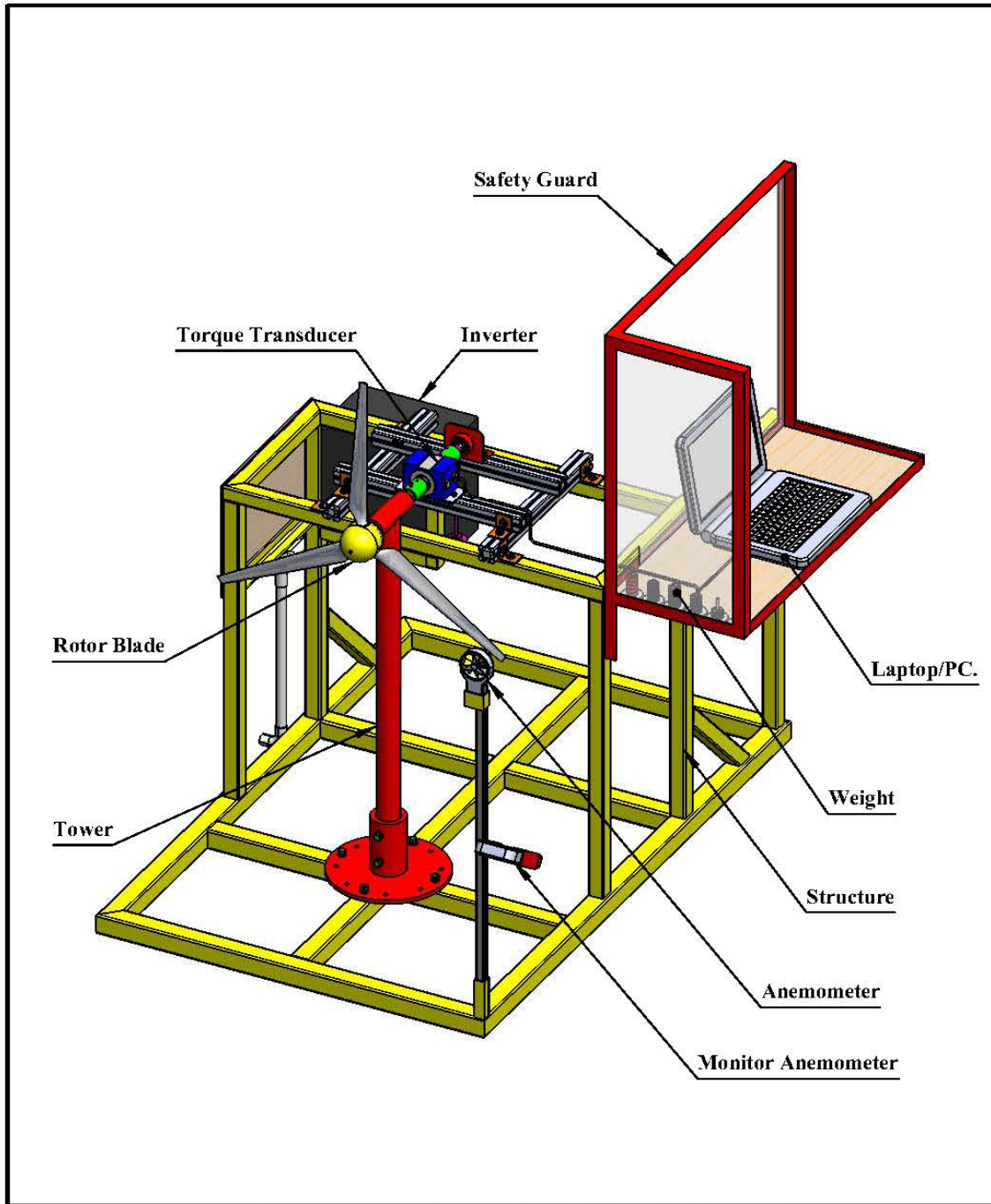
3	WIND TUNNEL	Ø 18,000x18,000 mm.	1
2	ROTATING REGION	Ø 12,500x1,520 mm.	1
1	ROTOR TYPE 8/8	Ø 12,300x1,010 mm.	1
ITEM	DESCRIPTION	DIMENSION	QTY
	NAME	SIGNATURE	DATE
DRAWN	Mr. Sawang Chatthong		
CHK'D.	Dr. Wirachai Roynarin		
APPV'D.	Dr. Wirachai Roynarin		
MFG.			
QA			




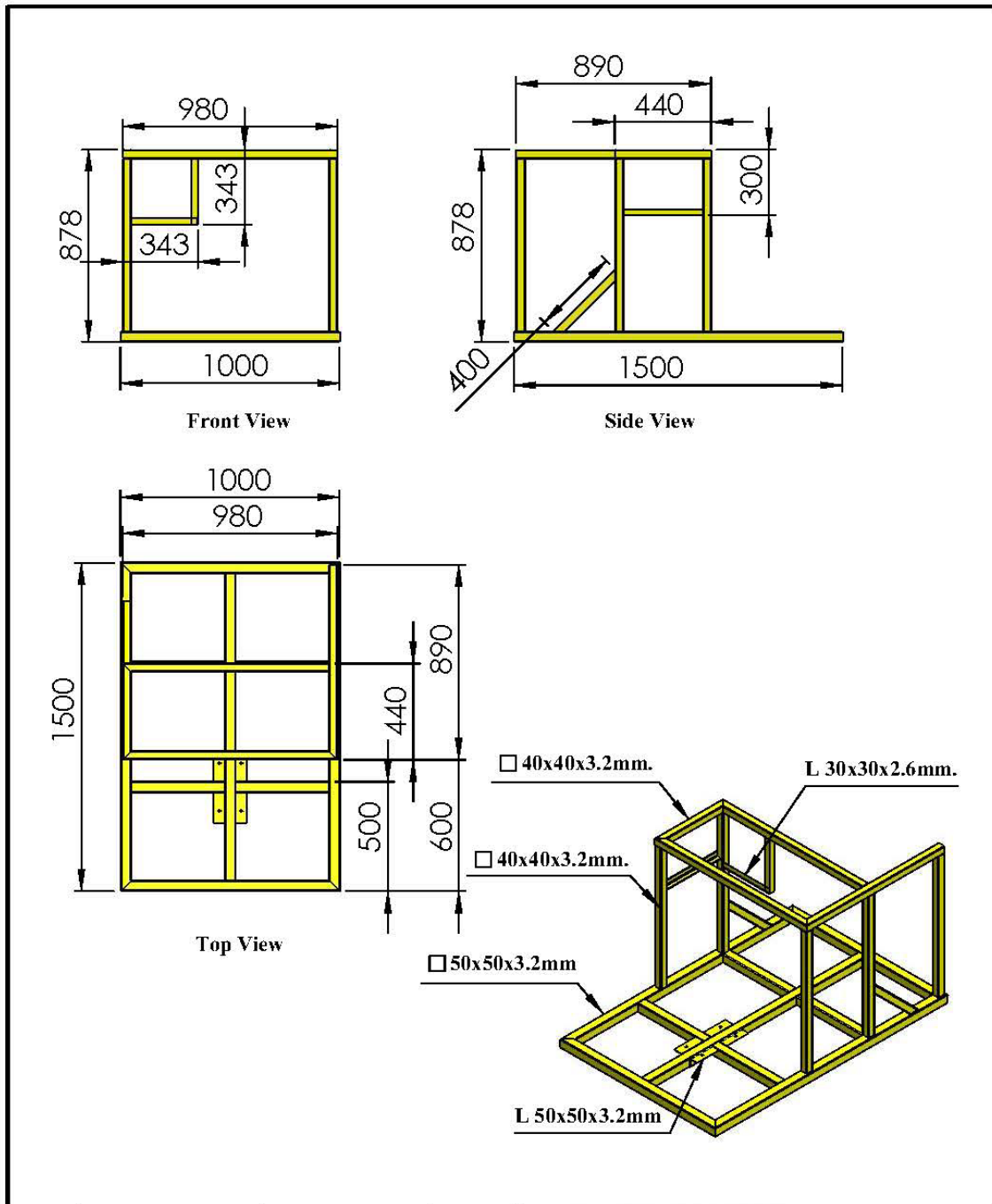
RMUTT
Rajamangala University of Technology Thanyaburi
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี


TITLE : **CFD-MODEL BLADE TYPE 8/8**

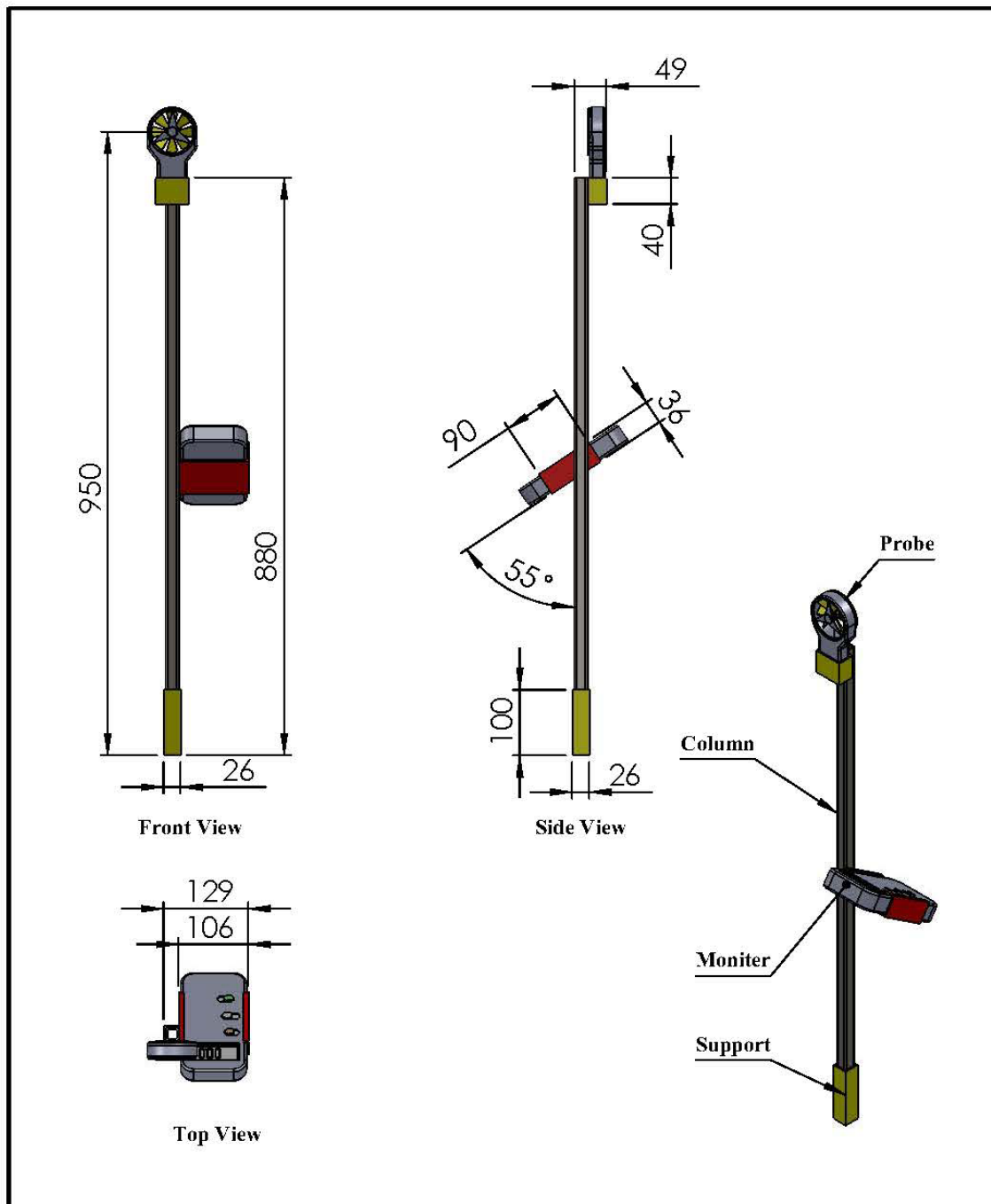
MATERIAL : FIBER GLASS	DWG NO. ME-03-02	REVISION 1
WEIGHT : 90 Kg	SCALE 1 : 500	SHEET 1 OF 1



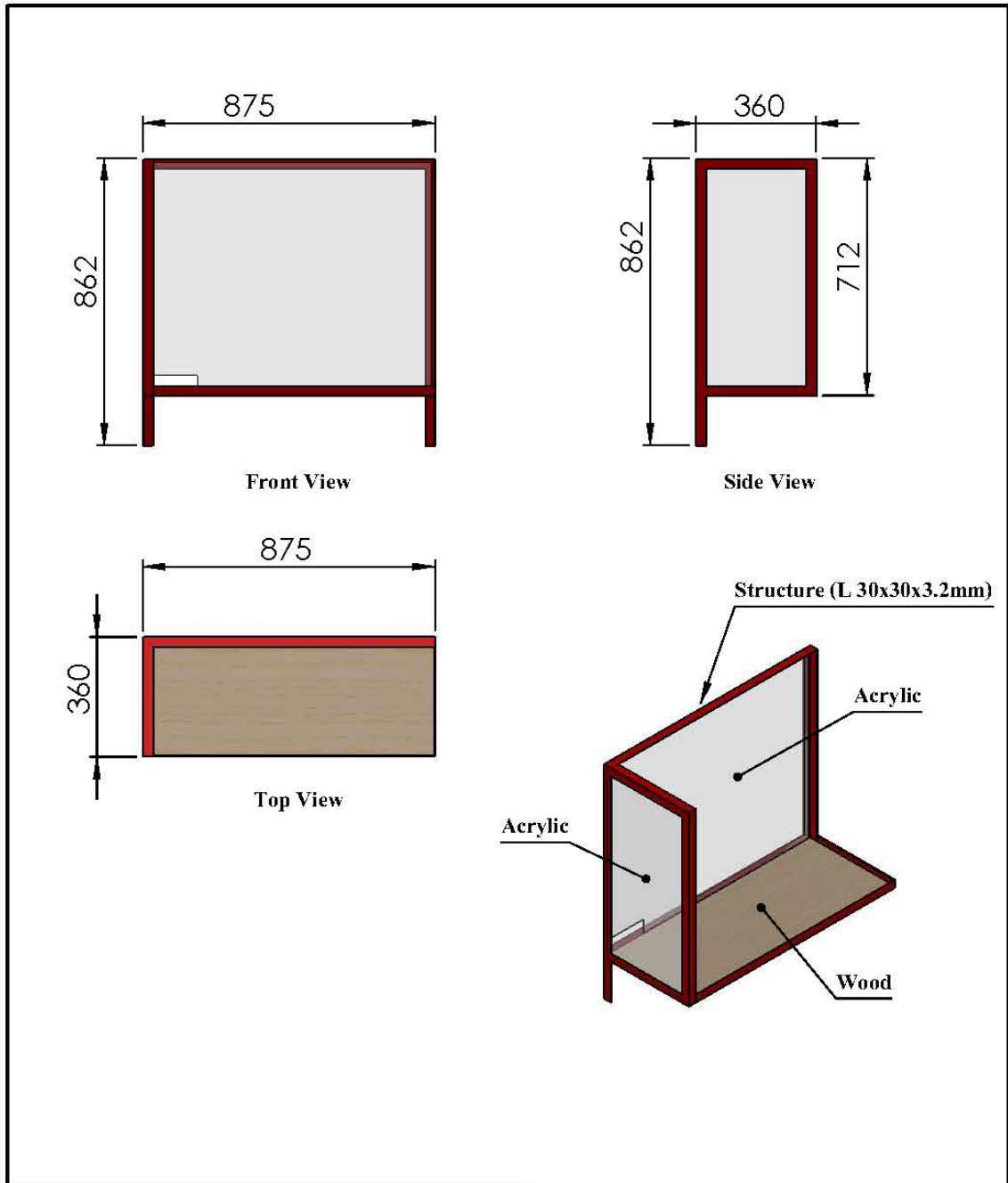
				 RMUTT Rajamangala University of Technology Thanyaburi มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี					
1	EXPERIMENTAL SET	□ 1,350x1,500x1,550 mm.	1	TITLE : WIND TURBINE EXPERIMENTAL SET					
ITEM	DESCRIPTION	DIMENSION	QTY						
	NAME	SIGNATURE	DATE	MATERIAL : STEEL : WOOD ALUMINUM : ACRYLIC WEIGHT : 90 Kg					
DRAWN	Mr. Sawang Chatthong						DWG NO. ME-04-01		REVISION 1
CHK'D.	Dr. Wirachai Roynarin						SCALE 1 : 15		SHEET 1 OF 1
APPV'D.	Dr. Wirachai Roynarin						A4		
MFG.									
QA									




				 RMUTT Rajamangala University of Technology Thanyaburi มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี		
1	STRUCTURE	□ 1,000x1,500x878 mm.	1			
ITEM	DESCRIPTION	DIMENSION	QTY			
	NAME	SIGNATURE	DATE	TITLE :		
DRAWN	Mr. Sawang Chatthong			STRUCTURE EXPERIMENTAL SET		
CHK'D.	Dr. Wirachai Roynarin					
APPV'D.	Dr. Wirachai Roynarin			MATERIAL :	DWG NO.	REVISION
MFG.				STEEL	ME-04-02	1
QA				WEIGHT : 50 Kg	SCALE 1 : 30	SHEET 1 OF 1
						A4



2	ANEMOMETER	□ 73x180x32 mm.	1	 RMUTT Rajamangala University of Technology Thanyaburi มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี		
1	COLUMN	□ 20x20x6,880 mm.	1			
ITEM	DESCRIPTION	DIMENSION	QTY	TITLE : <h3 style="text-align: center;">ANEMOMETER</h3>		
	NAME	SIGNATURE	DATE			
DRAWN	Mr. Sawang Chatthong					
CHK'D.	Dr. Wirachai Roynarin					
APPV'D.	Dr. Wirachai Roynarin					
MFG.				MATERIAL : STEEL	DWG NO. ME-04-03	REVISION 1
QA				WEIGHT : 2 Kg	SCALE 1 : 10	SHEET 1 OF 1 A4



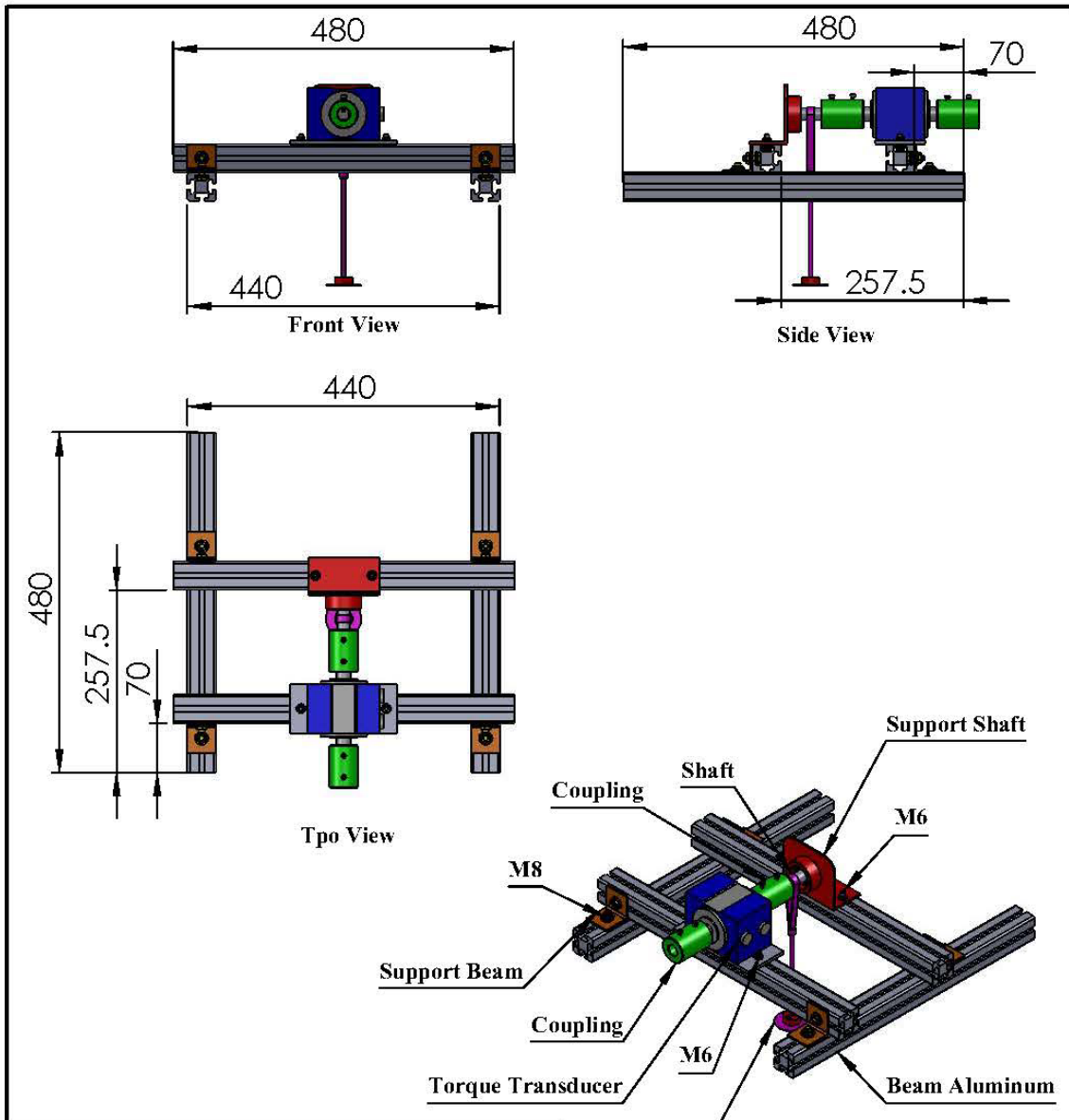
3	WOOD	□ 355x866x5 mm.	1
2	ACRYLIC	□ 851x688x4mm.	2
1	STRUCTURE GUARD	□ 360x875x862mm.	1
ITEM	DESCRIPTION	DIMENSION	QTY
	NAME	SIGNATURE	DATE
DRAWN	Mr. Sawang Chatthong		
CHK'D.	Dr. Wirachai Roynarin		
APPV'D.	Dr. Wirachai Roynarin		
MFG.			
QA			




RMUTT
Rajamangala University of Technology Thanyaburi
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี

TITLE : **SAFETY GUARD**

MATERIAL : STEEL:ACRYLIC:WOOD	DWG NO. ME-04-04	REVISION 1
WEIGHT : 10 Kg	SCALE 1 : 20	SHEET 1 OF 1



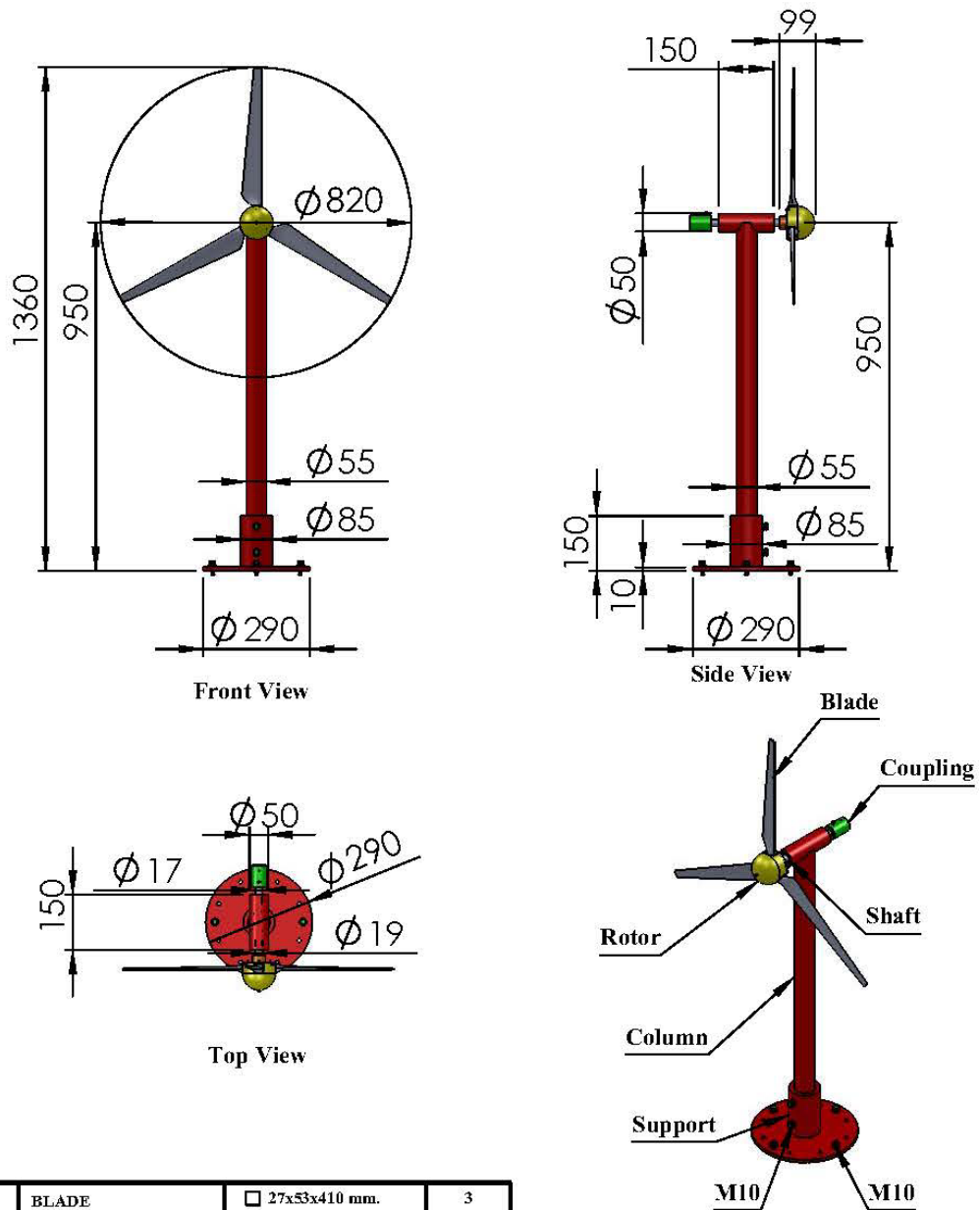
7	WEIGH	Ø 50x241 mm.	1
6	SUPPORT SHAFT	L 100x84x83 mm.	1
5	SUPPORT BEAM	L 40x40x43x mm.	4
4	SHAFT	Ø 17x70 mm.	1
3	COUPLING	Ø 40x60 mm.	2
2	BEAM ALUMINUM	□ 40x40x480 mm.	4
1	TORQUE TRANSDUCER	□ 105x145x74 mm.	1
ITEM	DESCRIPTION	DIMENSION	QTY
	NAME	SIGNATURE	DATE
DRAWN	Mr. Sawang Chatthong		
CHK'D.	Dr. Wirachai Roynarin		
APPV'D.	Dr. Wirachai Roynarin		
MFG.			
Q.A			



RMUTT
Rajamangala University of Technology Thanyaburi
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี

TITLE : **TORQUE TRANSDUCER SET**

MATERIAL :	DWG NO.	REVISION
ALMINUM : STEEL	ME-04-05	1
WEIGHT : 15 Kg	SCALE 1 : 10	SHEET 1 OF 1
		A4



Wind Turbine Set

5	BLADE	□ 27x53x410 mm.	3
4	SHAFT	∅ 19x250 mm.	1
3	COUPLING	∅ 40x60 mm.	1
2	ROTOR	∅ 820x99 mm.	1
1	TOWER	∅ 290x950 mm.	1
ITEM	DESCRIPTION	DIMENSION	QTY
	NAME	SIGNATURE	DATE
DRAWN	Mr. Sawang Chatthong		
CHK'D.	Dr. Wirachai Roynarin		
APPV'D.	Dr. Wirachai Roynarin		
MFG.			
QA			

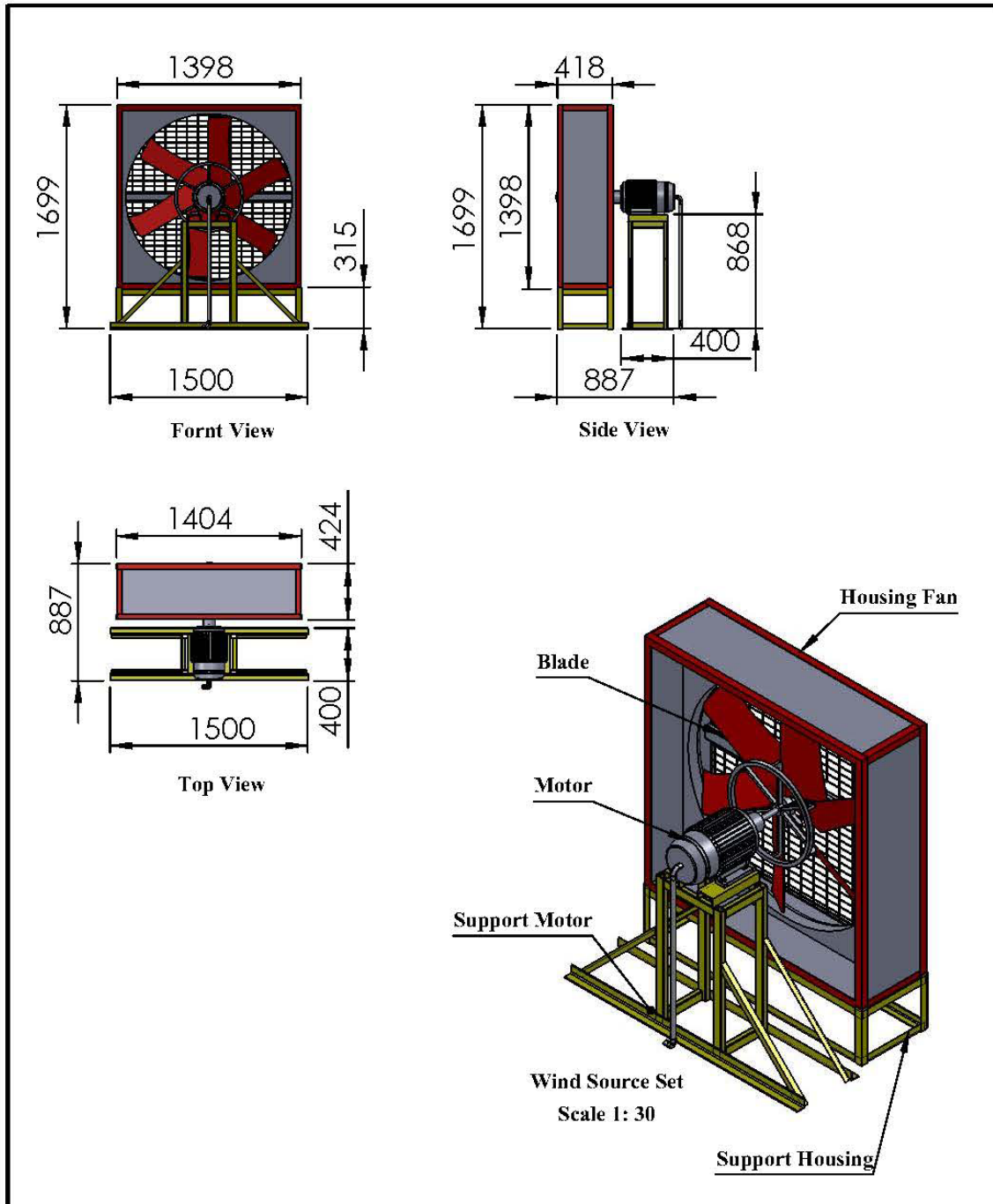


RMUTT
Rajamangala University of Technology Thanyaburi
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี

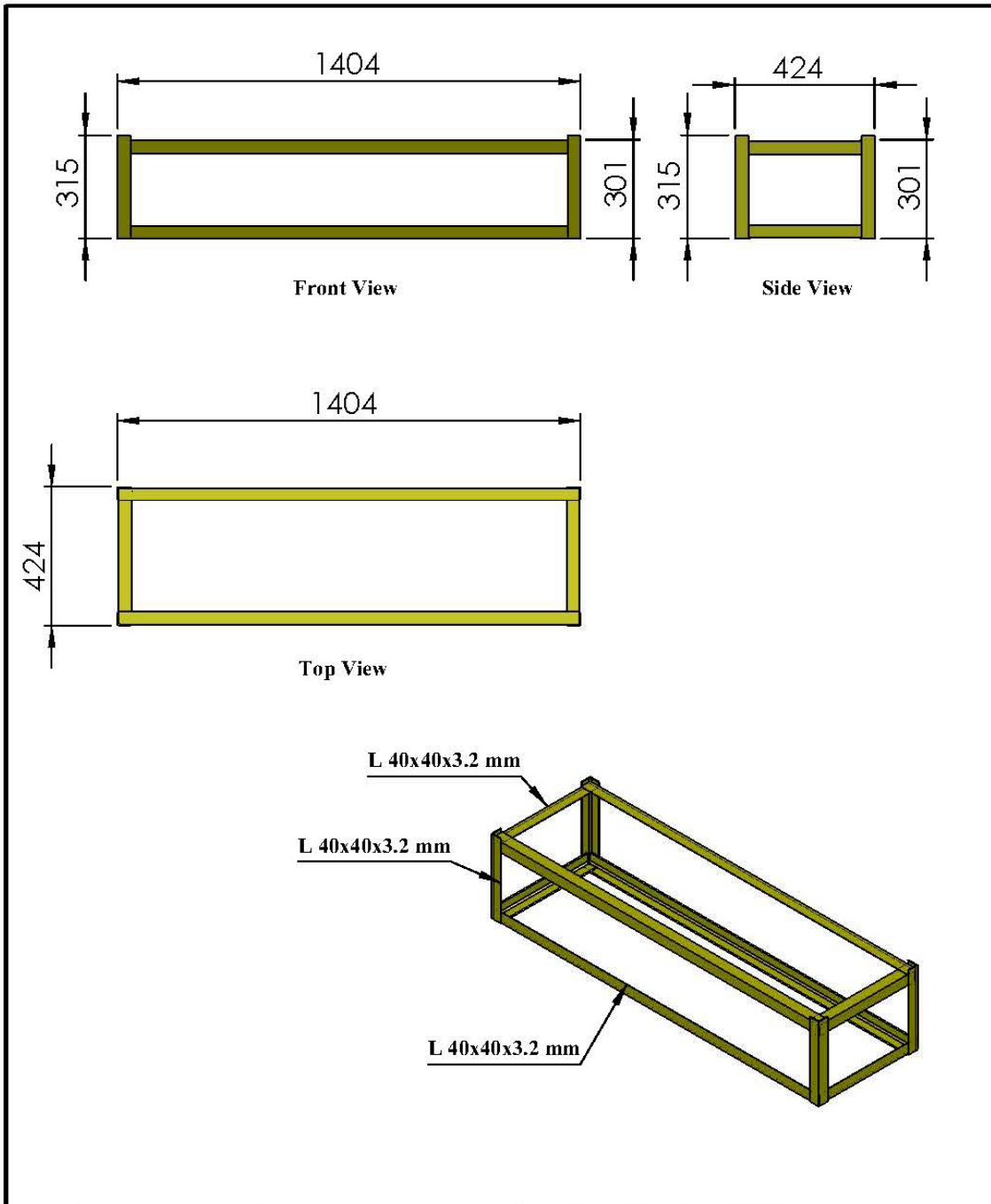
TITLE :

WIND TURBINE SET

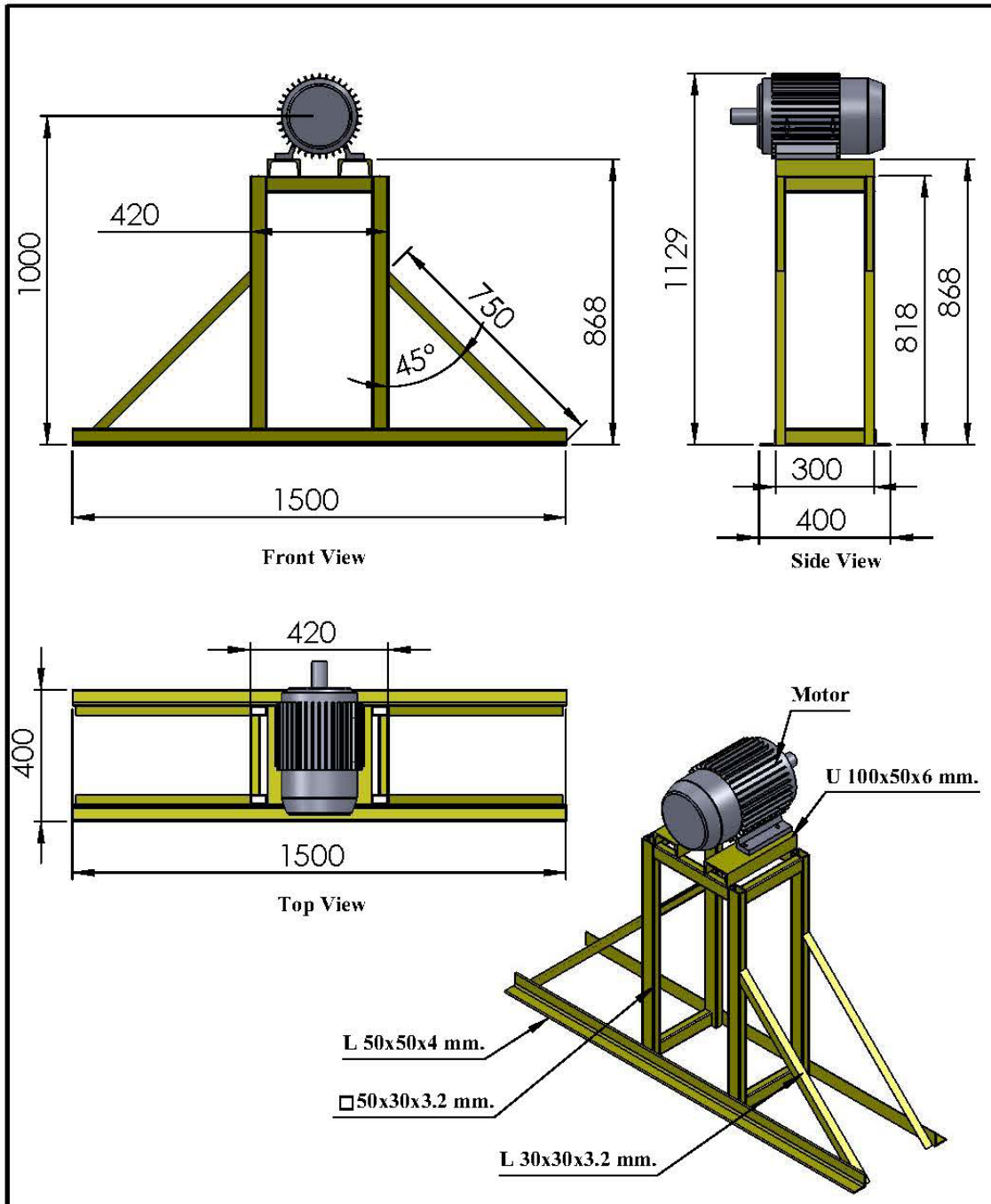
MATERIAL :	DWG NO.	REVISION
STEEL : WOOD	ME-04-06	1
WEIGHT : 13 Kg	SCALE 1 : 20	SHEET 1 OF 1
		A4



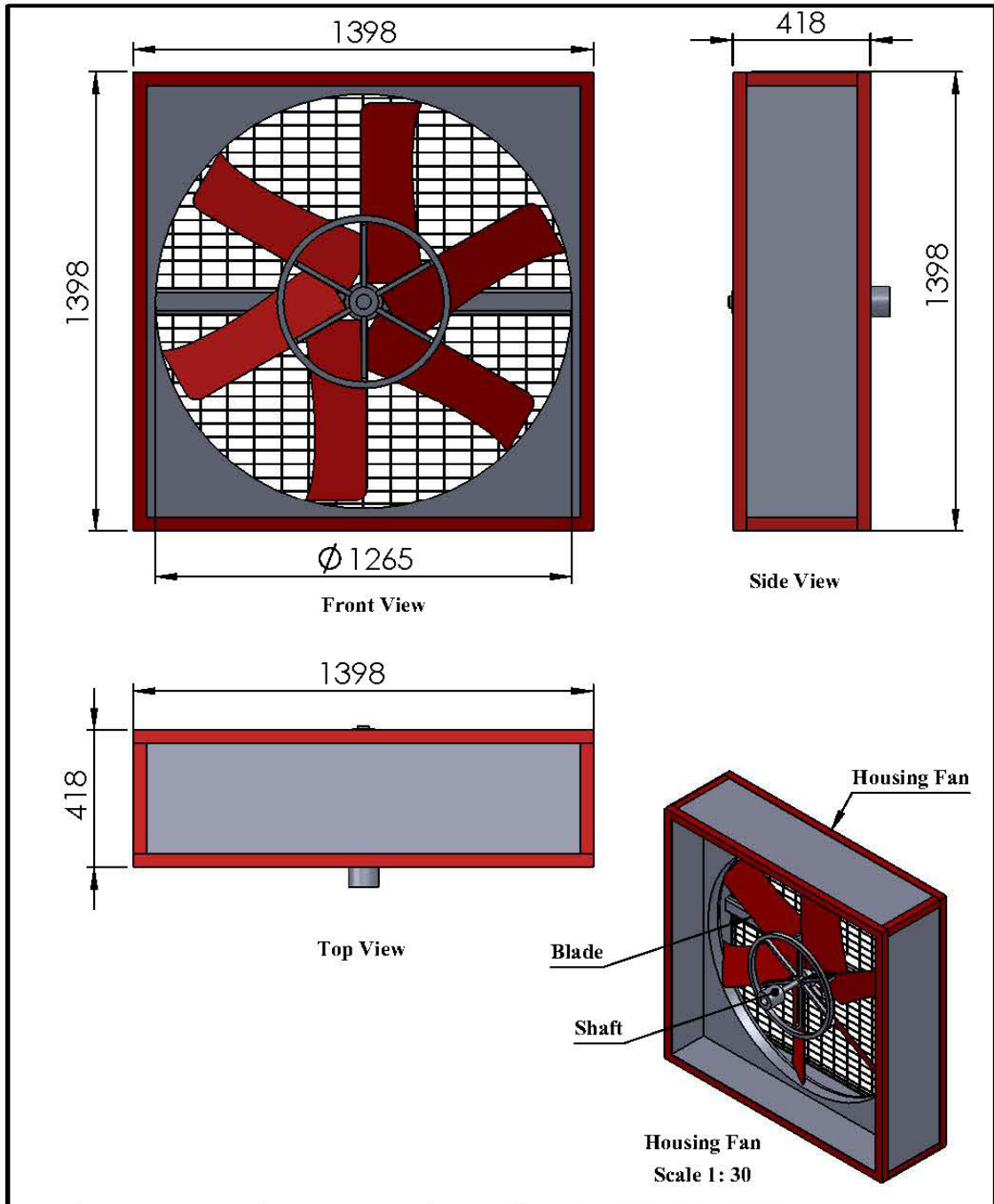
1	WIND SOURCE SET	□ 887x1,500x1,696 mm.	1	 RMUTT Rajamangala University of Technology Thanyaburi มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี
ITEM	DESCRIPTION	DIMENSION	QTY	
	NAME	SIGNATURE	DATE	
DRAWN	Mr. Sawang Chatthong			
CHK'D.	Dr. Wirachai Roynarin			TITLE :
APPV'D.	Dr. Wirachai Roynarin			WIND SOURCE SET
MFG.				MATERIAL : STEEL
QA				DWG NO. ME-05-01
				WEIGHT : 50 Kg
				SCALE 1: 50
				SHEET 1 OF 1
				REVISION 1 A4



				 RMUTT Rajamangala University of Technology Thanyaburi มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี			
1	SUPPORT HOUSING	□ 424x1,404x315 mm.	1	TITLE : SUPPORT HOUSING			
ITEM	DESCRIPTION	DIMENSION	QTY				
	NAME	SIGNATURE	DATE				
DRAWN	Mr. Sawang Chatthong						
CHK'D.	Dr. Wirachai Roynarin						
APPV'D.	Dr. Wirachai Roynarin			MATERIAL :	DWG NO.	REVISION	
MFG.				STEEL	ME-05-02	1	
QA				WEIGHT : 10 Kg	SCALE 1 : 20	SHEET 1 OF 1	A4



				 RMUTT Rajamangala University of Technology Thanyaburi มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี			
1	SUPPORT MOTOR	□ 400x1,500x1,129 mm.	1	TITLE : SUPPORT MOTOR			
ITEM	DESCRIPTION	DIMENSION	QTY				
	NAME	SIGNATURE	DATE				
DRAWN	Mr. Sawang Chatthong						
CHK'D.	Dr. Wirachai Roynarin						
APPV'D.	Dr. Wirachai Roynarin			MATERIAL :	DWG NO.	REVISION	
MFG.				STEEL	ME-05-03	1	
QA				WEIGHT : 20 Kg	SCALE 1 : 20	SHEET 1 OF 1	A4



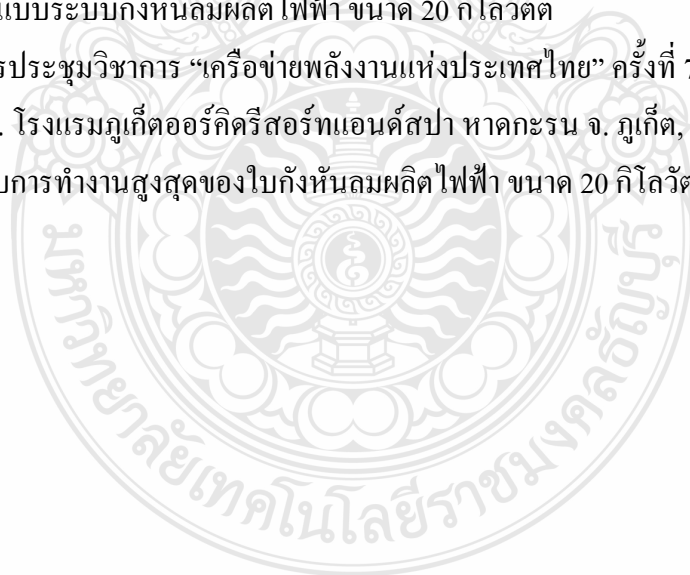
				 RMUTT Rajamangala University of Technology Thanyaburi มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี			
1	HOUSING FAN	□ 1,398x1,398x418 mm.	1				
ITEM	DESCRIPTION	DIMENSION	QTY	TITLE : <h3 style="text-align: center;">HOUSING FAN</h3>			
	NAME	SIGNATURE	DATE				
DRAWN	Mr. Sawang Chatthong						
CHK'D.	Dr. Wirachai Roynarin						
APPV'D.	Dr. Wirachai Roynarin			MATERIAL :	DWG NO.	REVISION	
MFG.				STEEL	ME-05-04	1	
QA				WEIGHT : 20 Kg	SCALE 1: 20	SHEET 1 OF 1	A4



ภาคผนวก ง

ผลงานตีพิมพ์เผยแพร่

1. การประชุมวิชาการ “เครือข่ายพลังงานแห่งประเทศไทย” ครั้งที่ 6, วันที่ 5-7 พฤษภาคม พ.ศ. 2553 ณ. โรงแรมฮอลิเดย์อินน์ริสอร์ทรีเจนท์บีช ชะอำ จ. เพชรบุรี, ENETT6-1155 การออกแบบระบบทางกลสำหรับกักเก็บผลิตไฟฟ้า ขนาด 20 กิโลวัตต์
2. การประชุมวิชาการ “เครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย” ครั้งที่ 24, วันที่ 20-22 ตุลาคม พ.ศ. 2553 ณ. โรงแรมสุนิย์แกรนด์ไฮเทล แอนด์ คอนเวนชันเซ็นเตอร์ จ. อุบลราชธานี, ETM34 การออกแบบระบบกักเก็บผลิตไฟฟ้า ขนาด 20 กิโลวัตต์
3. การประชุมวิชาการ “เครือข่ายพลังงานแห่งประเทศไทย” ครั้งที่ 7, วันที่ 3-5 พฤษภาคม พ.ศ. 2554 ณ. โรงแรมภูเก็ตออร์คิดริสอร์ทแอนด์สปา หาดกะรน จ. ภูเก็ต, BEN38 การวิเคราะห์ประสิทธิภาพรอบการทำงานสูงสุดของใบกังหันลมผลิตไฟฟ้า ขนาด 20 กิโลวัตต์



การประชุมเชิงวิชาการเครือข่ายพลังงานแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 6
5 - 7 พฤษภาคม 2553 มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ

การออกแบบระบบทางกลสำหรับกังหันลมผลิตไฟฟ้าขนาด 20 กิโลวัตต์

Mechanical Design Systems of 20 kW Wind Machine

สว่าง ชาตทอง¹, วิรัชย์ โรยรินทร์²

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี อ.ธัญบุรี จ.ปทุมธานี 12110 โทรศัพท์ 02-5493433

โทรสาร 02-5493432 E-mail: wirachairoynarin@yahoo.com

Sawang Chatthong¹ Wirachai Roynarin²

Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Rajamangala University of Technology Thanyaburi (RMUTT),

Thanyaburi, Pathumthani, Thailand, 12110, Tel. 02-5493433 Fax. 02-5493432

บทคัดย่อ

บทความนี้เป็นผลการศึกษาการออกแบบระบบทางกลสำหรับกังหันลมผลิตไฟฟ้าสำหรับแรงลมต่ำที่เหมาะสมต่อการใช้งานในพื้นที่ที่มีความเร็วลมเฉลี่ยช่วง 4-5 เมตรต่อวินาที เพื่อให้เกิดการสูญเสียภายในระบบให้น้อยที่สุด ด้วยกังหันลมที่ทำการศึกษานี้จะมีกำลังการผลิตไฟฟ้าสูงสุด (Rated power) ขนาด 20 กิโลวัตต์ ที่ความเร็วลม 9 เมตร/วินาที และมีการเริ่มหมุน (Cut-in wind speed) เพื่อทำการผลิตไฟฟ้าที่ความเร็วลม 2.8 เมตรต่อวินาที โดยมีต้นแบบการเปรียบเทียบระหว่างการออกแบบระบบทางกลแบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้าขนาด 20 กิโลวัตต์ 1 ตัว กับการออกแบบระบบทางกลแบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้าขนาด 10 กิโลวัตต์ 2 ตัว ต่อขนานกันเพื่อการรักษารอบการทำงานที่ต่ำที่ความเร็วเพลารับของใบกังหันลม 2.8 เมตรต่อวินาที ผ่านชุดเกียร์ด้วยอัตราทด 1 ต่อ 7 ความเร็วเพลารับของเครื่องกำเนิดไฟฟ้าที่ 175-210 รอบต่อนาที ในการออกแบบระบบทางกลที่เหมาะสมโดยให้ขนาดของเครื่องกำเนิดไฟฟ้ามีขนาดกิโลวัตต์ที่เล็กลงนั้น จะช่วยให้กังหันลมเริ่มต้นผลิตไฟฟ้าได้ที่ความเร็วลมต่ำได้ดียิ่งขึ้นซึ่งเหมาะสมกับศักยภาพแหล่งลมความเร็วต่ำ

คำสำคัญ: พลังงานลม, กังหันลมผลิตไฟฟ้า, การออกแบบระบบทางกล

Abstract

This report presents the results study of the design of mechanical systems for low speed wind turbine generators which is the range of 4-5 m/s wind velocity. The objective of this study is to find out the optimum parameters of 20 kw wind turbine model. The configuration of the model was cut in wind speed of 2.8 m/s and rated power of 9 m/s. Two models of configurations were comparing between single unit of 20 kw wind generator and dual 10 kw generators in one nacelle. The dual system is

designed by using 2 units of 10 kw generators coupling to the single shaft become to 20 kw power output. Both models using the same configuration by stepping up gear ratio of 1:7 to achieve the starting speed of 175–210 rpm by 25-30 rpm wind turbine rotor rotational. The result of the study indicated that the dual system wind generators performs better efficiency with lower starting torque at same wind speed for the cut-in velocity. The results indicated the optimum parameters of mechanical design which suitable for low wind resources.

Key words: Wind Energy, Wind turbine generator, Mechanical design systems

1. บทนำ

ในปัจจุบันนี้มีผู้ที่สนใจเกี่ยวกับเรื่องของพลังงานทดแทนกันมากขึ้น พลังงานลม(Wind Energy) เป็นอีกทางเลือกหนึ่งที่มีผู้สนใจเป็นอย่างมาก แต่ยังคงขาดการวิชาการทำให้การศึกษาค้นคว้าเป็นไปได้อย่างยาก เพราะโดยทั่วๆ ไปกังหันลมผลิตกระแสไฟฟ้าที่มีใช้กันอยู่ในปัจจุบันนี้ ได้นำเข้ามาจากต่างประเทศ ในประเทศไทยเองก็มีบุคคลและนักวิชาการหลายๆ ท่านที่มีความรู้ในเรื่องของกังหันลมผลิตกระแสไฟฟ้า โดยมีการศึกษาวิจัยกังหันลมความเร็วลมต่ำ และมีการใช้งานได้จริงในปัจจุบัน จากศูนย์วิจัยประยุกต์ พลังงานลม น้ำ และแสงอาทิตย์ คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี เพื่อที่จะเข้าใจให้ลึกซึ้งถึงระบบการทำงานและการออกแบบกังหันลมผลิตกระแสไฟฟ้า ซึ่งจะช่วยให้ประชาชนผู้สนใจโดยทั่วๆ ไปที่ยังขาดความรู้เกี่ยวกับเรื่องนี้ เนื่องจากยังไม่มีเผยแพร่ความรู้ในเรื่องของกังหันลมผลิตกระแสไฟฟ้ากันในวงกว้าง ด้วยเหตุนี้จึงเป็นการจุดประกายให้มีแนวคิดทำการศึกษาและออกแบบกังหันลมผลิต

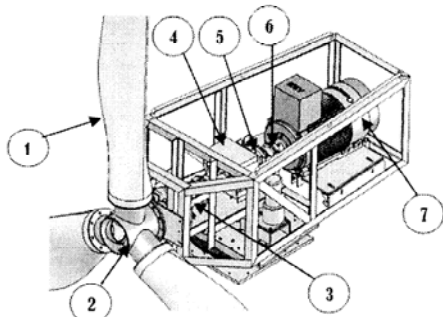
กระแสไฟฟ้าขนาด 20 กิโลวัตต์ เพื่อให้ได้เผยแพร่ความรู้ไปสู่บุคคลที่สนใจในเรื่องของกังหันลมผลิตกระแสไฟฟ้า

กังหันลมส่วนใหญ่ที่ทำการผลิตกระแสไฟฟ้าจะเป็นกังหันลมชนิดแนวแกนนอน มีข้อดีหลักๆ คือสามารถเริ่มต้นทำงานเองได้ (Self start) โดยไม่ต้องมีอุปกรณ์ช่วยในการเริ่มต้นการทำงาน อีกทั้งยังมีประสิทธิภาพในการทำงานสูง เมื่อเปรียบเทียบกับกังหันลมชนิดอื่นๆ ประสิทธิภาพสูงสุด ของกังหันลมชนิดนี้มีประมาณ 45% นั่นคือสามารถแปลงพลังงานจลน์ของลม (Kinetic energy) จาก 100% มาเป็นพลังงานกล (Mechanical energy) ได้ 45% แต่ในทางปฏิบัติจริงแล้วยังมีค่าความสูญเสีย (Losses) ในส่วนต่างๆ ของระบบอีกหลายส่วนซึ่งทำให้เมื่อมีการใช้งานจริงๆ ประสิทธิภาพในการทำงานเหลือแค่ 35% ในการผลิตไฟฟ้า ดังนั้นการออกแบบระบบทางกลให้กับกังหันลมจึงต้องคำนึงถึงความเหมาะสมกับศักยภาพแหล่งลมในแต่ละพื้นที่ด้วย

2. ทฤษฎี

2.1 หลักการทำงานและส่วนประกอบของระบบทางกล

โรเตอร์ (Rotor) เป็นส่วนประกอบสำคัญที่รับพลังงานจลน์ (Kinetic energy) จากการเคลื่อนที่ของลม ตามรูปที่ 1 ซึ่งเป็นตัวทำให้เกิดพลังงานกลที่แกนหมุนเพื่อถ่ายทอดกำลังไปยังเพลากลานหมุนหลักจะประกอบด้วย (1) ใบ (Rotor blade) และ (2) ดุมเพลลา (Rotor hub)



รูปที่ 1 ส่วนประกอบของกังหันลมผลิตไฟฟ้าแบบแนวแกนนอน [1]

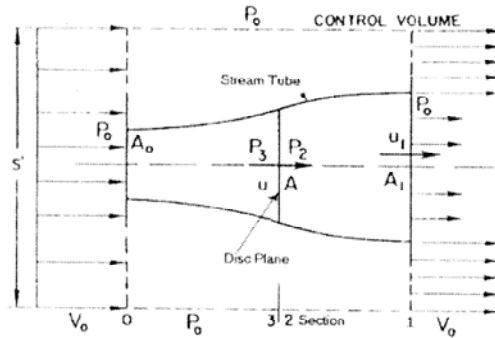
(3) เพลากลานหมุนหลัก (Low-speed shaft) ทำหน้าที่ส่งถ่ายแรงบิดของโรเตอร์มีความเร็วรอบต่ำ (4) ชุดเกียร์ทดรอบ (Gear box) ทำหน้าที่เป็นตัวปรับเปลี่ยนรอบการหมุนเพื่อถ่ายทอดกำลังจากเพลากลานหมุนหลักที่มีความเร็วรอบต่ำ ไปยังเพลาส่งกำลังความเร็วรอบสูง เพื่อให้มีความเร็วรอบที่สูงขึ้นและเหมาะสมในการหมุนเครื่องกำเนิดไฟฟ้า (5) เพลากลานหมุนเล็ก (High-speed shaft) ทำหน้าที่รับแรงที่มีความเร็วรอบสูงจากชุดเกียร์ทด เพื่อหมุนเครื่องกำเนิดไฟฟ้า (6) คัปปลิง (Coupling) ทำหน้าที่ช่วยลดแรงกระตุกจากเพลากลานหมุนเล็กไปยังเพลาส่งกำลังของเครื่องกำเนิดไฟฟ้า และยังป้องกันการเกิด การเกินภาระ (Overload) (7) เครื่องกำเนิดไฟฟ้า (Generator) ทำหน้าที่แปลงพลังงานกลเป็นพลังงานไฟฟ้า มีลักษณะการทำงานโดยอาศัยหลักการว่าเมื่อสนามแม่เหล็กเคลื่อนที่ตัดขดลวด หรือขดลวดเคลื่อนที่ตัดสนามแม่เหล็กก็จะได้ไฟฟ้าออกมา

2.2 การออกแบบโดยใช้ทฤษฎีโมเมนตัม (Momentum Theory)

พลังงานจากลมนั้นเป็นพลังงานจลน์ ในการวิเคราะห์ให้ใช้หลักการที่เรียกว่า ทฤษฎีโมเมนตัม ตามรูปที่ 2

$$P_w = \frac{1}{2} \rho A V_0^3 C_p \tag{1}$$

เมื่อ P_w = พลังงานไฟฟ้า (kw)
 ρ = ค่าความหนาแน่นของอากาศ @25°C (1.225 kg/m³)
 A = พื้นที่กวาดของใบพัด (m²)
 V_0 = ความเร็วลมทางด้านเข้าและทางด้านออก (m/s)
 C_p = ประสิทธิภาพของกังหันลม



รูปที่ 2 หลักการของทฤษฎีโมเมนตัม (Momentum theory) [1]

2.3 แรงผลัก (Thrust force)

แรงผลัก (Thrust force) เป็นแรงที่เกิดขึ้นในโรเตอร์ของกังหันลมจากทฤษฎีโมเมนตัม ตามรูปที่ 2 จะได้นี้

$$F_{Thrust} = \frac{1}{2} \rho A (V_0^2 - U_1^2) \tag{2}$$

เมื่อ F_{Thrust} = แรงผลักของโรเตอร์ (N)
 ρ = ค่าความหนาแน่นของอากาศ @25°C (1.225 kg/m³)
 A = พื้นที่กวาดของใบพัด (m²)
 V_0 = ความเร็วลมทางด้านเข้าและทางด้านออก (m/s)
 U_1 = ความเร็วลมหลังจากโรเตอร์ (m/s)

จากประสิทธิภาพสูงสุดของกังหันลม $C_{pmax} = 16/27$ ดังนั้น U_1 จะได้

$$U_1 = \frac{1}{3} V_0 \tag{3}$$

จากสมการที่ (3) U_1 เป็นค่าที่ C_{pmax} แต่การออกแบบครั้งนี้กังหันลมมี ประสิทธิภาพ $C_p = 0.32$ [1] ดังนั้นจะได้ U_1 ดังนี้

$$U_1 = 0.32 \times \frac{1}{3} \times \frac{27}{16} \times V_0$$

$$U_1 = 0.18 V_0 \tag{4}$$

แทนค่า U_1 จากสมการที่ (4) ลงในสมการที่ (2) จะได้แรงผลัก (Thrust)

$$F_{Thrust} = \frac{1}{2} \rho A (V_0^2 - 0.18 V_0^2) \tag{5}$$

2.4 การออกแบบเพลลา

การออกแบบเพลลาโมเมนต์บิด (Torque) เป็นส่วนที่สำคัญที่ทำให้เกิดความเค้นเฉือนขึ้นเพลลา ความสัมพันธ์ระหว่างแรงบิด และกำลังเพลลาทำหน้าที่ถ่ายทอดกำลังจากส่วนหนึ่งไปยังอีกส่วนหนึ่ง กำลัง คือ อัตราการทำงาน ดังนั้นกำลังที่เกิดจากแรงบิด หรือโมเมนต์บิด

$$P = \frac{2\pi NT}{60,000} \tag{6}$$

เมื่อ P = กำลังงาน (kw)
 T = โมเมนต์บิด (Nm)
 N = ความเร็วรอบเพลลา (rpm)

ทฤษฎีความเค้นเฉือนสูงสุดของเพลลาต้น

$$\tau_{Max} = \frac{16T}{\pi D^3} \tag{7}$$

เมื่อ τ_{Max} = เค้นเฉือนสูงสุดของเพลลา (N/mm²)
 T = โมเมนต์บิด (N.m)
 D = ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเพลลา (m)

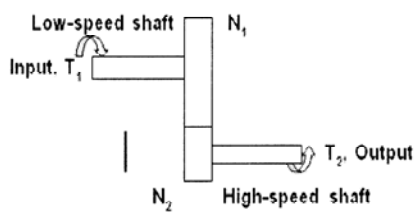
ทฤษฎีความเค้นดัดสูงสุดของเพลลาต้น

$$\sigma_b = \frac{32M_b}{\pi D^3} \tag{8}$$

เมื่อ σ_b = เค้นดัดสูงสุดของเพลลา (N/mm²)
 M_b = โมเมนต์ดัด (N.m)
 D = ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเพลลา (m)

2.5 การออกแบบระบบส่งกำลัง

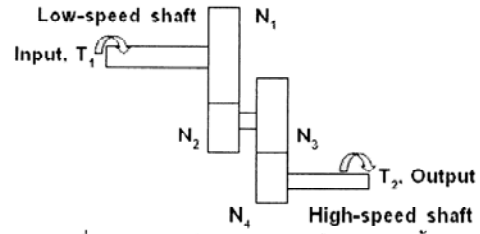
การส่งกำลังด้วยเฟืองของระบบพลศาสตร์ของระบบส่งกำลังของเพลลาและเฟือง สมมุติฐานของระบบ คือ ระบบไม่มีการสูญเสียจากความฝืด (Frictionless) และไม่มี การสูญเสียพลังงาน จากรูปที่ 3 และ 4 สามารถเขียนเป็นความสัมพันธ์ของ แรงบิดกับความเร็วยรอบ ดังสมการที่ (9), (10)



รูปที่ 3 ระบบส่งกำลังของเพลลาและเฟืองแบบขั้นเดียว

$$i = \frac{T_2}{T_1} = \frac{N_1}{N_2}$$

เมื่อ i = อัตราทด
 T₁ = โมเมนต์บิดเพลลาแกนหมุนหลัก (Nm)
 T₂ = โมเมนต์บิดเพลลาแกนหมุนเล็ก (Nm)
 N₁ = ความเร็วรอบเพลลาแกนหมุนหลัก (rpm)
 N₂ = ความเร็วรอบเพลลาแกนหมุนเล็ก (rpm)



รูปที่ 4 ระบบส่งกำลังของเพลลาและเฟืองแบบสองขั้น

$$i = i_1 \cdot i_2 = \frac{T_2}{T_1} = \frac{N_1}{N_2} \cdot \frac{N_3}{N_4} \tag{10}$$

เมื่อ i = อัตราทด i₁=อัตราทดขั้นที่ 1, i₂=อัตราทดขั้นที่ 2
 T₁ = โมเมนต์บิดเพลลาแกนหมุนหลัก (Nm)
 T₂ = โมเมนต์บิดเพลลาแกนหมุนเล็ก (Nm)
 N₁ = ความเร็วรอบเพลลาแกนเพลลาหลัก (rpm)
 N₂ = N₃ = ความเร็วรอบเพลลาแกนรอง (rpm)
 N₄ = ความเร็วรอบเพลลาแกนหมุนเล็ก (rpm)

2.6 ความเสียหายของโรลลิงแบร์ริงส์

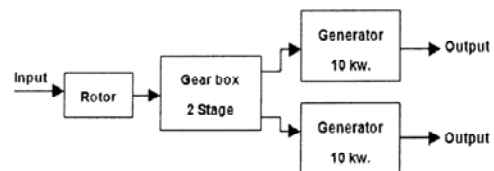
เกิดจากการเสียดสีกันระหว่างลูกกลิ้งและรางบนวงแหวน ค่าเฉลี่ยของสัมประสิทธิ์ความเสียหาย(Coefficient of friction) จะเปลี่ยนไปตาม อุณหภูมิ แรง ความเร็ว การหล่อลื่น และชนิดของแบร์ริงส์ จะมีความสำคัญน้อยมากสำหรับงานทั่วไป แต่สามารถคำนวณหา กำลังที่สูญเสียไปเนื่องจากความเสียหาย ดังนี้

$$M_{Fr} = \frac{\mu F d}{2} \tag{11}$$

เมื่อ M_{Fr} = โมเมนต์เนื่องจากความเสียหาย (Nm)
 μ = สัมประสิทธิ์ความเสียหาย
 F = แรงที่กระทำกับแบร์ริงส์ (N)
 d = ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางรูแบร์ริงส์ (mm)

3. วิธีการดำเนินการวิจัย

ทำการเปรียบเทียบการสูญเสียแรงบิดเริ่มต้น(Starting Torque) ในการผลิตไฟฟ้าที่ความเร็วลดต่ำ ระหว่างการออกแบบระบบทางกลแบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้าขนาด 10 กิโลวัตต์ 2 ตัว (Dual system) ตามรูปที่ 5 กับการออกแบบระบบทางกลแบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้าขนาด 20 กิโลวัตต์ 1 ตัว (Single system) ตามรูปที่ 6 ด้วยความเร็วรอบเพลลาขับของใบกังหันลม 25-30 รอบต่อวินาที ผ่านชุดเกียร์ด้วยอัตราทด 1 ต่อ 7 ความเร็วเพลลาของเครื่องกำเนิดไฟฟ้าที่ 175-210 รอบต่อวินาที



รูปที่ 5 ระบบทางกลแบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้าขนาด 10 กิโลวัตต์ 2 ตัว (Dual system)

ดั่งนั้นภาระ(Load) ที่โรเตอร์ต้องสร้างแรงบิดเริ่มต้นในการหมุนเพลากังหันลม คือมวลทั้งหมดของระบบทางกลแบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้าขนาด 10 กิโลวัตต์ 2 ตัว สามารถคำนวณได้จาก

$$T_{Dual} = T_{Shaft-1} + 2T_{Shaft-2} + 2T_{Shaft-3} \quad (12)$$

เมื่อ T_{Dual} = แรงบิดเริ่มต้นทั้งหมดของระบบ Dual (Nm)
 $T_{Shaft-1, 2, 3}$ = แรงบิดทั้งหมดของแต่ละเพลาลง

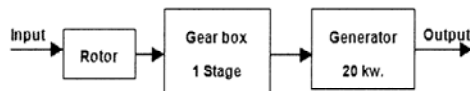
แทนค่าลงในสมการที่(12) จะได้

$$T_{Dual} = \left(\frac{(M_{Rotor} + M_{Z1} + M_{Shaft}^1)}{2} \times \frac{D_{Pitch}^{Z1}}{2} \times g \right) + 2x \left(\frac{(M_{Z2} + M_{Z3} + M_{Shaft}^2)}{2} \times \frac{(D_{Pitch}^{Z2} + D_{Pitch}^{Z3})}{4} \times g \right) + 2x \left(\frac{(M_{Z4} + M_{Shaft}^3 + M_{Coupling})}{2} \times \frac{D_{Pitch}^{Z4}}{2} \times g \right)$$

$$T_{Dual} = \left(\frac{(216+124+242)kg}{2} \times \frac{0.54m}{2} \times 9.81m/s^2 \right) + 2x \left(\frac{(13+104+40)kg}{2} \times \frac{(0.192 + 0.484)m}{4} \times 9.81m/s^2 \right) + 2x \left(\frac{(15+21+35)kg}{2} \times \frac{0.192m}{2} \times 9.81m/s^2 \right)$$

$$T_{Dual} = (770.77) + 2x(130.14) + 2x(33.43) N.m$$

$$T_{Dual} = 1,097.91 N.m$$



รูปที่ 6 ระบบทางกลแบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้าขนาด 20 กิโลวัตต์ 1 ตัว (Single system)

ดั่งนั้นภาระ(Load) ที่โรเตอร์ต้องสร้างแรงบิดเริ่มต้นในการหมุนเพลากังหันลม คือมวลทั้งหมดของระบบทางกลแบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้าขนาด 20 กิโลวัตต์ 1 ตัว สามารถคำนวณได้จาก

$$T_{Single} = T_{Shaft-1} + T_{Shaft-2} \quad (13)$$

เมื่อ T_{Single} = แรงบิดเริ่มต้นทั้งหมดของระบบ Single (Nm)
 $T_{Shaft-1, 2}$ = แรงบิดทั้งหมดของแต่ละเพลาลง

แทนค่าในสมการที่(13) จะได้ดังนี้

$$T_{Single} = \left(\frac{(M_{Rotor} + M_{Z1} + M_{Shaft}^1)}{2} \times \frac{D_{Pitch}^{Z1}}{2} \times g \right) + \left(\frac{(M_{Z2} + M_{Shaft}^2 + M_{Coupling})}{2} \times \frac{D_{Pitch}^{Z2}}{2} \times g \right)$$

$$T_{Single} = \left(\frac{(216+828+242)kg}{2} \times \frac{1.347m}{2} \times 9.81m/s^2 \right) + \left(\frac{(13+32+41)kg}{2} \times \frac{0.192m}{2} \times 9.81m/s^2 \right)$$

$$T_{Single} = 4,248.32 + 40.49 N.m$$

$$T_{Single} = 4,288.81 N.m$$

จากสมการที่(5) ความเร็วลมที่ทำให้กังหันมีการเริ่มหมุน (Cut-in wind speed) เพื่อทำการผลิตไฟฟ้าที่ความเร็วลม 2.8 เมตรต่อวินาที แทนค่าลงในสมการจะได้แรงผลัก (Thrust force)

$$F_{Thrust} = \frac{1}{2} \rho A (V_0^2 - 0.18V_0^2)$$

เมื่อ $\rho = 1.225 \text{ kg/m}^3 @ 25^\circ\text{C}$
 $A = 119 \text{ (m}^2\text{)}$
 $V_0 = 2.8 \text{ (m/s)}$

แทนค่าลงในสมการที่(5) จะได้ดังนี้

$$F_{Thrust} = \frac{1}{2} \times 1.225 \text{ kg/m}^3 \times 119 \text{ m}^2 \times (2.8^2 - 0.18 \times 2.8^2) \text{ m}^2 / \text{s}^2$$

$$F_{Thrust} = 552.92 \text{ N}$$

จะได้แรงผลัก (Thrust force) $F_{Thrust} = 552.92 \text{ N} \cong 553 \text{ N}$ แรงบิด (Torque) ที่เกิดขึ้นในโรเตอร์ของกังหันลมสามารถหาได้จาก แรงผลักคูณด้วยรัศมีของใบกังหันซึ่งหาจาก 1/3R [1] จะได้ดังนี้

$$T_{Rotor} = F_{Thrust} \cdot R_{CG} \quad (14)$$

เมื่อ T_{Rotor} = แรงบิดของโรเตอร์ (Nm)
 F_{Thrust} = แรงผลัก (Thrust force, N)
 R_{CG} = รัศมีที่จุดศูนย์กลางของมวล (m)

แทนค่าลงในสมการที่ (14) จะได้แรงบิดของโรเตอร์ของกังหันลม

$$T_{Rotor} = 552.92 \text{ N} \times \frac{1}{3} \times 6.15 \text{ m}$$

$$T_{Rotor} = 1,133.49 \text{ Nm}$$

จากนั้นทำการเปรียบเทียบระหว่างสองระบบว่าระบบใดสามารถเริ่มหมุนเพลาลผลิตไฟฟ้าโดยการนำแรงบิดที่ค่าความเร็วต่างๆ ลบด้วยภาระแรงบิดที่แต่ละระบบเริ่มหมุนเพลาล ดั่งนี้

$$T_{wind} = T_{Rotor} - T_{System} \quad (15)$$

แทนค่าที่ความเร็วลม 2.8 m/s โรเตอร์ของกังหันสามารถสร้างแรงบิดได้ 1,133.49 Nm ยกตัวอย่างระบบทางกลแบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้าขนาด 10 กิโลวัตต์ 2 ตัว (Dual system) และแรงบิดเริ่มต้นของระบบ $T_{Dual} = 1,097.91 \text{ Nm}$ ลงในสมการที่ (15) จะได้

$$T_{Dual} = 1,133.49 - 1,097.91 \text{ Nm}$$

$$T_{Dual} = 35.58 \text{ Nm}$$

แสดงว่าที่ความเร็วลม 2.8 m/s แรงบิดของโรเตอร์ สามารถเอาชนะภาระแรงบิดเนื่องจากน้ำหนัก ของระบบระบบทางกลแบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้าขนาด 10 กิโลวัตต์ 2 ตัว ได้ กังหันลมสามารถมีแรงบิดเพียงพอสำหรับหมุนเพลาคู่มือเครื่องกำเนิดไฟฟ้า

ในส่วนของระบบทางกลแบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้าขนาด 20 กิโลวัตต์ 1 ตัว (Single system) และแรงบิดเริ่มต้นของระบบ $T_{Single} = 4,288.81 \text{ Nm}$ ที่ความเร็วลม 2.8 m/s ลงในสมการที่ (15) จะได้

$$T_{Single} = 1,133.49 - 4,288.81 \text{ Nm}$$

$$T_{Single} = -3,155.32 \text{ Nm}$$

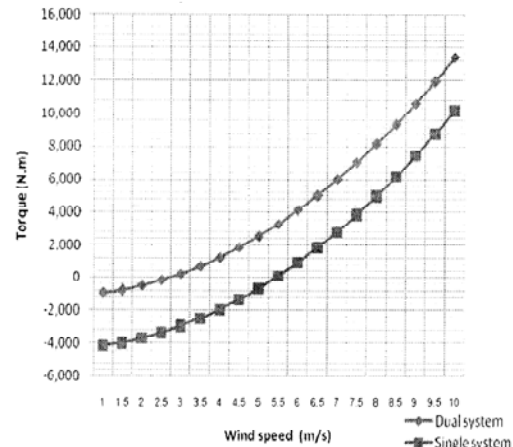
แสดงว่าที่ความเร็วลม 2.8 m/s แรงบิดของโรเตอร์ ไม่สามารถเอาชนะภาระแรงบิดเนื่องจากน้ำหนัก ของระบบระบบทางกลแบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้าขนาด 20 กิโลวัตต์ 1 ตัวได้ กังหันลมไม่สามารถมีแรงบิดเพียงพอสำหรับหมุนเพลาคู่มือเครื่องกำเนิดไฟฟ้า ในความเร็วลมดังกล่าว

4. ผลการวิจัย

จากผลการวิเคราะห์เบื้องต้นจะได้ว่าระบบทางกลแบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้าขนาด 10 กิโลวัตต์ 2 ตัว (Dual system) จะเริ่มต้นสร้างแรงบิดเพื่อเอาชนะภาระคงที่ (Static load) ได้ที่ความเร็วลม 2.8 m/s ซึ่งเป็นความเร็วลมที่ทำให้เพลาคู่มือของกังหันลมหมุน ส่วนระบบทางกลแบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้าขนาด 20 กิโลวัตต์ 1 ตัว (Single system) จะเริ่มต้นสร้างแรงบิดเพื่อเอาชนะภาระคงที่ (Static load) ได้ที่ความเร็วลม 5.5 m/s ดังแสดงไว้ในรูปที่ 7

ตารางที่ 1 บันทึกผลการทดลอง

Wind speed V_0 (m/s)	Thrust Force F_{Thrust} (N)	Torque T_{Rotor} (N.m)	Dual system T_{Dual} (N.m)	Single system T_{Single} (N.m)
1	71	145	-953	-4,144
1.5	159	325	-773	-3,964
2	282	578	-520	-3,710
2.5	441	904	-194	-3,385
3	635	1,301	203	-2,988
3.5	864	1,771	673	-2,518
4	1,128	2,313	1,215	-1,976
4.5	1,428	2,928	1,830	-1,361
5	1,763	3,614	2,517	-674
5.5	2,133	4,373	3,276	85
6	2,539	5,205	4,107	916
6.5	2,980	6,108	5,011	1,820
7	3,456	7,084	5,986	2,796
7.5	3,967	8,133	7,035	3,844
8	4,514	9,253	8,155	4,964
8.5	5,095	10,446	9,348	6,157
9	5,713	11,711	10,613	7,422
9.5	6,365	13,048	11,950	8,759
10	7,053	14,458	13,360	10,169



รูปที่ 7 กราฟแสดงผลเปรียบเทียบระหว่างความเร็วลมกับแรงบิด

5. สรุปผล

ผลสรุปการวิเคราะห์ จากรูปที่ 7 จะเห็นได้ว่าระบบทางกลแบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้าขนาด 10 กิโลวัตต์ 2 ตัว (Dual system) สามารถเริ่มต้นหมุนส่งกำลังให้กังหันลมเริ่มผลิตไฟฟ้าได้ที่ความเร็วต่ำกว่าระบบทางกลแบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้าขนาด 20 กิโลวัตต์ 1 ตัว (Single system) ซึ่งเหมาะสมกับความเร็วลมการใช้งานในประเทศที่มีความเร็วลมเฉลี่ยช่วง 4-5 เมตรต่อวินาที ดังนั้นการออกแบบระบบทางกลให้ขนาดของเครื่องกำเนิดไฟฟ้ามีขนาดเล็กลงแต่กำลังผลิตไฟฟ้ายังคงเท่าเดิมจะทำให้กังหันลมสามารถผลิตไฟฟ้าได้ที่ความเร็วลมต่ำได้

6. กิตติกรรมประกาศ

ผู้ดำเนินการวิจัยขอขอบพระคุณ บุคลากร เจ้าหน้าที่ อาจารย์วิจัยประยุกต์ พลังงานลม น้ำ และแสงอาทิตย์ คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี ที่ช่วยอำนวยความสะดวกในการทำงานในครั้งนี้ รวมทั้งอาจารย์ทุกท่านที่ให้คำปรึกษาในโครงการดำเนินการวิจัยและจัดทำเอกสารเป็นอย่างดี

เอกสารอ้างอิง

1. วิรัชย์ ไธรัตน์, มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี, "โครงการศึกษา วิจัย พัฒนา สาธิต ต้นแบบเทคโนโลยีกังหันลมผลิตไฟฟ้าความเร็วลมต่ำ", กันยายน พ.ศ. 2552
2. Martin O. L. Hansen "Aerodynamics of Wind Turbines", 2nd ed., Earthscan in the UK and USA, 2008
3. F.S. David, M.Eggleston, "Wind Turbine Engineering Design", New York, Van Nostrand, Reinhold, 1985.
4. วิรัชย์ อิงภากรณ์, "การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม 1", ครั้งที่ 10 บริษัทซีเอ็ดยูเคชั่นจำกัด, กทม, หน้า 228-247, พ.ศ. 2537.
5. วิรัชย์ อิงภากรณ์, "การออกแบบเครื่องจักรกล เล่ม 2", ครั้งที่ 2 บริษัทซีเอ็ดยูเคชั่นจำกัด, กทม, หน้า 1-19, 56-66, 144-184, พ.ศ. 2536.
6. วีระพันธ์ เต็มวิทยขจร, "โรลิ่งแบร์ริงส์", ครั้งที่ 2, บริษัท เอ็น เอส เค แบร์ริงส์ (ประเทศไทย) จำกัด, กทม, 2006.



ETM 34

การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 24
20-22 ตุลาคม 2553 จังหวัดอุบลราชธานี

การออกแบบระบบกังหันลมผลิตไฟฟ้า ขนาด 20 กิโลวัตต์ Designing of 20 kW Wind Turbine System

สว่าง ชาติทอง¹, วิรัชย์ โยชนินทร^{1*}

¹ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี อ.ธัญบุรี จ.ปทุมธานี 12110

* ติดต่อ: E-mail: sawang@swu.ac.th, (E-mail: wirachaiyornarin@yahoo.com), โทรศัพท์: (02) 549 3497, โทรสาร: (02) 549 3432

บทคัดย่อ

การศึกษานี้มีวัตถุประสงค์เพื่อทำการวิเคราะห์การออกแบบระบบทางกลของกังหันลมผลิตไฟฟ้าขนาด 20 กิโลวัตต์ โดยใช้ผลจากการวิเคราะห์ระบบทางกล มาผนวกเข้าด้วยกันกับ ผลการออกแบบใบกังหันลมผลิตไฟฟ้า โดยใช้ผลการวิเคราะห์ทางพลศาสตร์การไหล ด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์ CF-Design V 8.0 ในการออกแบบระบบทางกลของกังหันลมผลิตไฟฟ้าให้เหมาะสม กับความเร็วลมเริ่มต้นที่ 2.5 เมตรต่อวินาที กำลังผลิตไฟฟ้าสูงสุด 20 กิโลวัตต์ ที่ความเร็วลม 9 เมตรต่อวินาที โดยการออกแบบใบกังหันลมที่มีมุมบิดที่โคนใบ 8 องศา และที่ปลายใบบิด 2 องศา ในการออกแบบรูปทรงใบกังหันลมแบบนี้สามารถเพิ่มประสิทธิภาพแรงบิดให้สูงขึ้น เมื่อเชื่อมต่อเข้ากับระบบทางกลที่ออกแบบให้ใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้าขนาด 10 กิโลวัตต์ 2 ตัว ต่อขนานกัน ผ่านชุดเกียร์ ด้วยอัตราทด 1 ต่อ 7 ความเร็วรอบเพลลาของเครื่องกำเนิดไฟฟ้าที่ 175-210 รอบต่ออนาที ผลจากการวิเคราะห์การออกแบบระบบทางกลของกังหันลมผลิตไฟฟ้าดังกล่าว กังหันลมเริ่มต้นผลิตไฟฟ้าได้ที่ความเร็วลมต่ำได้ดียิ่งขึ้น ซึ่งเหมาะสมต่อการใช้งานในพื้นที่ที่มีความเร็วลมเฉลี่ยช่วง 4-5 เมตรต่อวินาที

คำหลัก: พลังงานลม, กังหันลมผลิตไฟฟ้า, ระบบทางกลของกังหันลม

Abstract

The objective of this research is to analyze the mechanical design process with relative results to Computational Fluid Dynamics (CFD) for blade design of 20 kW wind machine. The CFD commercial program of CF-Design V 8.0 was used for the blade analysis. The mechanical design system was investigate previously to use the wind machine cut in at 2.5 m/s wind velocity and generates the maximum power output at 9 m/s wind speed. The CFD results shown that the wind machine blade at the root of 8 degree prolong to the blade tip of 2 degree perform higher torque compares to others configuration. The rotation speed of desired generator was 175-210 rpm is requiring the stepping up gear ratio of 1:7 to optimum tip speed design. For the conclusion that the result of this research shows the significant configuration of using dual generator of 10 KW 2 units with blade tip design at 2 degree. Additionally the designed parameters would be applied to make the prototype of the wind machine at wind speed average of 4-5 m/s of low wind speed zones.

Keywords: Wind Energy, Wind turbine generator, Mechanical design systems.

1. บทนำ

ลมเป็นแหล่งพลังงานสะอาดที่สามารถใช้ได้โดยไม่มีความหมดสิ้นตรงเท่ากับที่ดวงอาทิตย์ยังคงอยู่ในปัจจุบันได้มีการใช้ประโยชน์จากพลังงานลมเพื่อผลิตพลังงานไฟฟ้า ทดแทนการผลิตด้วยพลังงานจากซากพืชและสัตว์ดึกดำบรรพ์ ประเทศในแถบทวีปยุโรปได้มีการพัฒนาเทคโนโลยีกังหันลมเพื่อผลิตไฟฟ้าในเชิงพาณิชย์ ซึ่งมีขนาดใหญ่และประสิทธิภาพสูงขึ้นสำหรับประเทศไทยการวิจัยและพัฒนาเทคโนโลยีด้านกังหันลมนั้นมีค่อนข้างน้อยมาก อาจจะเป็นเพราะว่าศักยภาพพลังงานลมในประเทศของเราไม่สูงมากนักเมื่อเปรียบเทียบกับประเทศอื่นๆ หากเรามีพื้นฐานความรู้ก็จะสามารถประยุกต์ใช้เทคโนโลยีกังหันลมร่วมกับแหล่งพลังงานอื่นๆ เพื่อความมั่นคงทางด้านพลังงานไฟฟ้าและลดการนำเข้าแหล่งพลังงานจากต่างประเทศได้อีกทางหนึ่ง

2. ทฤษฎีในการออกแบบ**2.1 ทฤษฎีโมเมนตัม (Momentum Theory)**

พลังงานจากลมนั้นเป็นพลังงานจลน์ ในการวิเคราะห์ให้ใช้หลักการที่เรียกว่า ทฤษฎีโมเมนตัมตามรูปที่ 1

$$P_w = \frac{1}{2} \rho A V_0^3 C_p \quad (1)$$

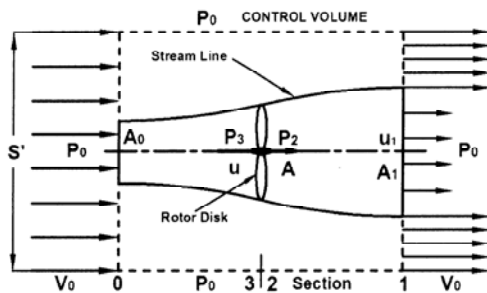
เมื่อ P_w = พลังงานไฟฟ้า (kW)

ρ_{air} = ค่าความหนาแน่นของอากาศ (kg/m^3)

A = พื้นที่กวาดของใบพัด (m^2)

V_0 = ความเร็วลมทางด้านเข้าและด้านออก (m/s)

C_p = ประสิทธิภาพของกังหันลม



รูปที่ 1 หลักการของทฤษฎีโมเมนตัม [1]

2.2 แรงผลัก (Thrust force)

แรงขับ(Thrust force) เป็นแรงที่เกิดขึ้นใน โรเตอร์ของกังหันลมจากทฤษฎีโมเมนตัม ตามรูปที่ 1 จะได้ว่าดังนี้

$$F_{Thrust} = \frac{1}{2} \rho A (V_0^2 - U_1^2) \quad (2)$$

เมื่อ F_{Thrust} = แรงขับของโรเตอร์ (N)

ρ_{air} = ค่าความหนาแน่นของอากาศ (kg/m^3)

A = พื้นที่กวาดของใบพัด (m^2)

V_0 = ความเร็วลมด้านเข้าและออก (m/s)

U_1 = ความเร็วลมหลังออกจากโรเตอร์ (m/s)

จากประสิทธิภาพสูงสุดของกังหันลม $C_{Pmax} = 16/27$

ดังนั้น U_1 จะได้

$$U_1 = \frac{1}{3} V_0 \quad (3)$$

จากสมการที่ (3) U_1 เป็นค่าที่ C_{Pmax} แต่การออกแบบครั้งนี้กังหันลมมีประสิทธิภาพ $C_p = 0.32$ [1] ดังนั้นจะได้ U_1 ดังนี้

$$U_1 = 0.32 \times \frac{1}{3} \times \frac{27}{16} \times V_0$$

$$U_1 = 0.18 V_0 \quad (4)$$

แทนค่า U_1 จากสมการที่ (4) ลงในสมการที่ (2) จะได้แรงขับ (Thrust) [3]

$$F_{Thrust} = \frac{1}{2} \rho A (V_0^2 - 0.18 V_0^2) \quad (5)$$

2.3 การเกิดขึ้นของแรงยกและแรงผลัก

แรงกระทำต่อแพนอากาศ (Airfoil) และแรงดังกล่าวที่อยู่ในทิศที่ตั้งฉากกับการไหลจะถูกเรียกว่า "แรงยก" (Lift force) แทนด้วยสัญลักษณ์ L แรงเสียดทานที่เกิดขึ้นบนผิวทั้งสองด้านของแพนอากาศซึ่งเกิดจากความเค้นเฉือนที่ผิว และแรงจากค่าความดันแตกต่างที่อยู่ในทิศที่ขนานกับการไหลจะถูกเรียกว่า "แรงผลัก" (Drag force) แทนด้วยสัญลักษณ์ D ดังแสดงที่รูปที่ 2

ค่าแรงยกและแรงผลัก จะได้จากการทดสอบแพนอากาศดังกล่าวในอุโมงค์ลม ซึ่งมักจะแสดงค่าแรงยก

และแรงผลัก อยู่ในรูปของสัมประสิทธิ์แรงยก C_L และสัมประสิทธิ์แรงหน่วง C_D โดยที่นิยามของค่าสัมประสิทธิ์ทั้งสองจะเขียนได้เป็น

$$C_L = \frac{L}{\frac{1}{2} \rho A v^2} \quad (6)$$

$$C_D = \frac{D}{\frac{1}{2} \rho A v^2} \quad (7)$$

เมื่อ C_L = สัมประสิทธิ์แรงยก

C_D = สัมประสิทธิ์แรงผลัก

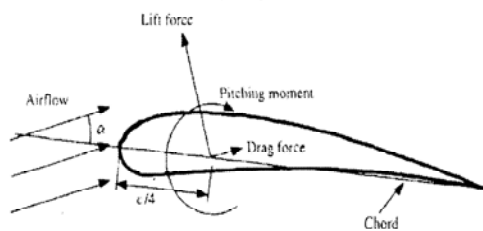
L = แรงยก (Lift force, N)

D = แรงผลัก (Drag force, N)

ρ_{air} = ค่าความหนาแน่นของอากาศ (kg/m^3)

A = พื้นที่ระนาบของแพนอากาศ (m^2)

V = ความเร็วลม (m/s)



รูปที่ 2 การเกิดแรงยก และแรงผลักบนแพนอากาศ [7]

2.4 การออกแบบระบบส่งกำลัง

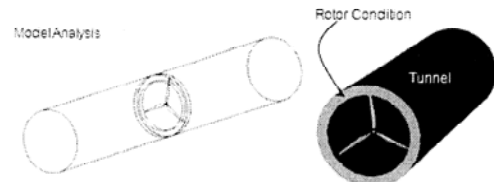
การส่งกำลังด้วยเฟืองของระบบพลศาสตร์ของระบบส่งกำลังของเพลลาและเฟือง สมมุติฐานของระบบคือ ระบบไม่มีการสูญเสียจากความฝืด (Frictionless) และไม่มีการสูญเสียพลังงาน

3. วิธีการดำเนินการวิจัย

3.1 การออกแบบใบกังหันลม

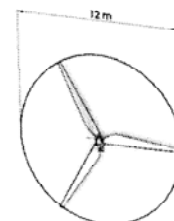
โดยการใช้คอมพิวเตอร์เข้ามาช่วยในการแก้ไขปัญหาในด้านวิศวกรรมการไหล ในรูปแบบและหลักการทางไฟไนต์เอลิเมนต์ เพื่อจำลองสถานะของการทำงานในรูปแบบของโมเดลทางคณิตศาสตร์ ด้วยโปรแกรม CF-Design V8.0 ซึ่งเป็นโปรแกรมคำนวณผลทางพลศาสตร์ของไหล เข้ามาช่วยในการประมวลผล เพื่อหาคำตอบที่ซับซ้อนที่ไม่สามารถคำนวณด้วยมือได้ จะอาศัยต้นแบบที่ได้ออกแบบด้วย

โปรแกรมคอมพิวเตอร์ ทั้งรูปทรงของใบกังหันลมตลอดจนอุโมงค์ลมจำลอง ดังรูปที่ 3



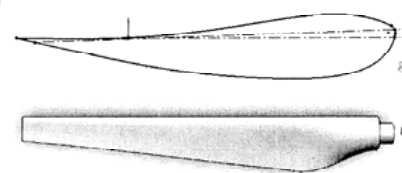
รูปที่ 3 แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่ใช้ในการวิเคราะห์ผลทางพลศาสตร์ของไหล [4]

ลักษณะของใบกังหันลมผลิตไฟฟ้าที่ถูกจำลองขึ้นด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์ที่ใช้ในการออกแบบทั้งสองนั้น จะมีลักษณะของรูปแบบใบกังหันที่แตกต่างกัน เฉพาะส่วนที่เป็นมุมบิดของใบพัด แต่เงื่อนไของค์ประกอบในการจำลองทางคณิตศาสตร์อื่นๆ เช่น เส้นผ่านศูนย์กลางใบ ความยาวใบ ความเร็วลมเท่ากัน เป็นต้น ดังแสดงในรูปที่ 4



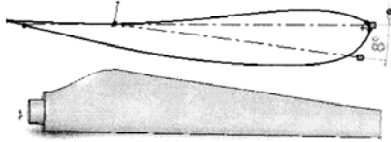
รูปที่ 4 ลักษณะของใบกังหันลมผลิตไฟฟ้า [4]

การออกแบบและสภาวะการใช้งานจริงนั้นมีความแตกต่างกันมา ในเรื่องของมุมและการเคลื่อนของอากาศผ่านแพนอากาศ (Airfoil) ซึ่งยากต่อการสรุปและวิเคราะห์ผล ว่าจุดที่ดีที่สุดของการออกแบบใบอยู่ที่ใด จึงทำการศึกษาและออกแบบเพิ่มเติมในส่วนของ Profile ของใบกังหัน โดยทำการบิดองศาในการขึ้นรูปออกเป็น 4 มุมบิดคือ 2,4,6,8 โดยกำหนดให้ที่โคนใบบิด 8 องศา ปลายใบบิด 2 องศา ดังรูปที่ 5



รูปที่ 5 แสดงรูปทรงใบกังหันลมต้นแบบที่โคนใบบิด 8 องศาและปลายใบบิด 2 องศา [4]

และรูปทรงใบกังหันลมต้นแบบที่โคนใบและปลายใบ บิด 8 องศาเท่ากันตลอดความยาวใบ ดังรูปที่ 6



รูปที่ 6 แสดงรูปทรงใบกังหันลมต้นแบบที่โคนใบบิด 8 องศาตลอดจนปลายใบ [4]

3.2 การออกแบบระบบทางกล

ทำการเปรียบเทียบการสูญเสียแรงบิดเริ่มต้น (Starting Torque) ในการผลิตไฟฟ้าที่ความเร็วลมต่ำ ระหว่างการออกแบบระบบทางกลแบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้าขนาด 10 กิโลวัตต์ 2 ตัว (Dual Generator system) ตามรูปที่ 6 [3] กับการออกแบบระบบทางกลแบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้าขนาด 20 กิโลวัตต์ 1 ตัว (Single Generator system) ตามรูปที่ 7 [3] ด้วยความเร็วรอบเพลาชับของใบกังหันลม 25-30 รอบต่อ นาที ผ่านชุดเกียร์ด้วยอัตราทด 1 ต่อ 7 ความเร็วเพลาชับของเครื่องกำเนิดไฟฟ้าที่ 175-210 รอบต่อ นาที

แรงบิด(Torque) ที่เกิดขึ้นในโรเตอร์ของกังหันลมสามารถหาได้จาก แรงผลักคูณด้วยรัศมี (R) ของใบกังหันซึ่งหาจาก $1/3R$ [1] จะได้ดังนี้

$$T_{Rotor} = F_{Thrust} \cdot R_{CG} \tag{8}$$

เมื่อ

$$T_{Rotor} = \text{แรงบิดของโรเตอร์ (Nm)}$$

$$F_{Thrust} = \text{แรงขับ (Thrust force, N)}$$

$$R_{CG} = \text{รัศมีที่จุดศูนย์กลางถ่วงของมวล (m)}$$

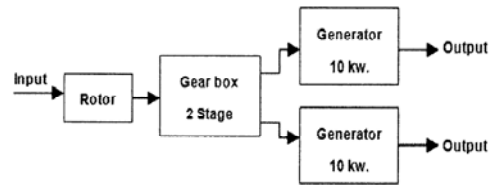
ดังนั้นภาระ(Load) ที่โรเตอร์ต้องสร้างแรงบิดเริ่มต้นในการหมุนเพลากังหันลม คือมวลทั้งหมดของระบบทางกลแบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้าขนาด 10 กิโลวัตต์ 2 ตัว ดังรูปที่ 7 สามารถคำนวณได้จาก

$$T_{Dual} = T_{Shaft-1} + 2T_{Shaft-2} + 2T_{Shaft-3} \tag{9}$$

เมื่อ

$$T_{Dual} = \text{แรงบิดเริ่มต้นทั้งหมดของระบบ Dual (Nm)}$$

$$T_{Shaft-1, 2, 3} = \text{แรงบิดทั้งหมดของแต่ละเพลาลูก (Nm)}$$



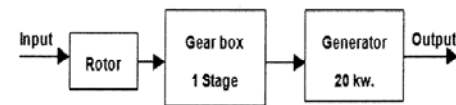
รูปที่ 7 ระบบทางกลแบบ Generator 10 kW 2 ตัว [3] และ ภาระ(Load) ที่โรเตอร์ต้องสร้างแรงบิดเริ่มต้นในการหมุนเพลากังหันลม คือมวลทั้งหมดของระบบทางกลแบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้าขนาด 20 กิโลวัตต์ 1 ตัว ดังรูปที่ 8 สามารถคำนวณได้จาก

$$T_{Single} = T_{Shaft-1} + T_{Shaft-2} \tag{10}$$

เมื่อ

$$T_{Single} = \text{แรงบิดเริ่มต้นทั้งหมดของระบบSingle (Nm)}$$

$$T_{Shaft-1, 2} = \text{แรงบิดทั้งหมดของแต่ละเพลาลูก (Nm)}$$



รูปที่ 8 ระบบทางกลแบบ Generator 20 kW 1ตัว [3]

4. ผลการวิจัย

4.1 ผลของการออกแบบใบกังหันลมด้วย CFD

จากผลการวิเคราะห์ผลทางพลศาสตร์ของไหลทั้งสองรูปแบบ เพื่อคำนวณหาความเร็วรอบการหมุนของกังหันลมในโหมดของ(Free Spinning) ดังรูปที่ 9 พบว่าใบกังหันลมต้นแบบที่มุมบิดที่โคนใบ 8 องศา และที่ปลายใบบิด 2 องศา กับใบกังหันลมที่โคนและปลายใบบิด 8 องศาตลอดความยาวใบที่ความเร็วลม 5 เมตรต่อวินาที ดังตารางที่ 1

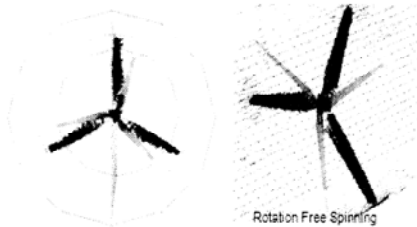
ตารางที่ 1 สรุปผลการทดสอบ (CFD) [4]

Model	RPM	Torque	Lift Force	Drag Force	Result force	C _d	C _l	Ratio L/D
8-8°	95	598	0.06	0.04	0.072	0.46	0.30	1.5
8-2°	98	615	0.09	0.03	0.094	0.23	0.69	3

หมายเหตุ :

8-8° คือ มุมบิดที่โคนใบและปลายใบ 8 องศา

8-2° คือ มุมบิดที่โคนใบ 8 องศา และบิดที่ปลายใบ 2 องศา



รูปที่ 9 แสดงผลการวิเคราะห์โดยใช้โปรแกรมCFD [4]

4.2 ผลของการออกแบบระบบทางกล

จากผลการวิเคราะห์เบื้องต้นจะได้ว่าระบบทางกลแบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้าขนาด 10 กิโลวัตต์ 2 ตัว (Dual Generator system) จะเริ่มต้นสร้างแรงบิดเพื่อเอาชนะภาระคงที่ (Static load) ได้ที่ความเร็วลม 2.8 m/s [3] ซึ่งเป็นความเร็วลมที่ทำให้เพลลาของกังหันลมหมุน ส่วนระบบทางกลแบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้าขนาด 20 กิโลวัตต์ 1 ตัว (Single Generator system) จะเริ่มต้นสร้างแรงบิด เพื่อเอาชนะภาระคงที่ (Static load) ได้ที่ความเร็วลม 5.5 m/s ในตารางบันทึกผลการทดลองจะเห็นได้ว่า [3] ดังแสดงไว้ใน ตารางที่ 2 ตารางที่ 2 บันทึกผลการทดลอง [3]

Wind speed	Thrust Force	Torque	Dual system	Single system
V_w (m/s)	F_{Thrust} (N)	T_{Rotor} (N.m)	T_{Dual} (N.m)	T_{Single} (N.m)
1	71	145	-953	-4,144
1.5	159	325	-773	-3,964
2	282	578	-520	-3,710
2.5	441	904	-194	-3,385
3	635	1,301	203	-2,988
3.5	864	1,771	673	-2,518
4	1,128	2,313	1,215	-1,976
4.5	1,428	2,928	1,830	-1,361
5	1,763	3,614	2,517	-674
5.5	2,133	4,373	3,276	85
6	2,539	5,205	4,107	916
6.5	2,980	6,108	5,011	1,820
7	3,456	7,084	5,986	2,796
7.5	3,967	8,133	7,035	3,844
8	4,514	9,253	8,155	4,964
8.5	5,095	10,446	9,348	6,157
9	5,713	11,711	10,613	7,422
9.5	6,365	13,048	11,950	8,759
10	7,053	14,458	13,360	10,169

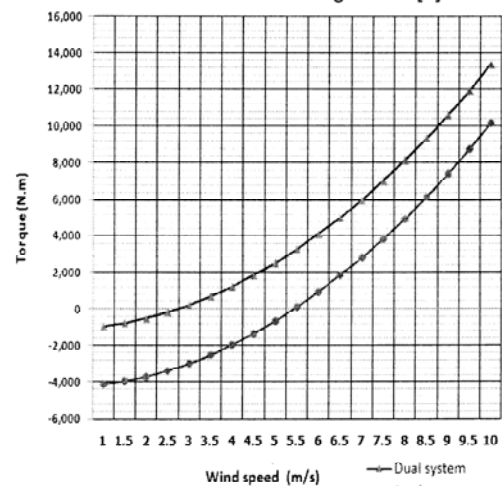
หมายเหตุ: แรงบิด (Torque) มีค่าเป็นลบ (-) หมายถึงถึง

ระบบยังไม่เริ่มต้นหมุนสร้างแรงบิดและระบบยังต้องการแรงบิดเพิ่มจากโรเตอร์เท่ากับจำนวนที่มีค่าเป็นลบ

5. สรุปและวิเคราะห์ผล

5.1 สรุปผลการออกแบบ

พบว่ากังหันลมต้นแบบที่มุมบิดที่โคนใบ 8 องศาที่ปลายใบบิด 2 องศา ให้ความเร็วรอบการหมุนอยู่ที่ 95 รอบต่อนาที และแรงบิดใช้งานอยู่ที่ 615 N-m ซึ่งให้ผลดีกว่าใบกังหันลมที่โคน และปลายใบบิด 8 องศา ให้ความเร็วรอบการหมุนอยู่ที่ 95 รอบต่อนาที และแรงบิดใช้งานอยู่ที่ 598 N-m โดยประมาณที่ความเร็วลม 5 เมตรต่อวินาทีเท่ากัน ตามตารางที่ 1 สรุปผลการทดลองด้วยโปรแกรม CF-Design V8.0 [4]



รูปที่ 10 กราฟแสดงผลเปรียบเทียบระหว่างความเร็วลมกับแรงบิด [3]

จากรูปที่ 10 แสดงผลเปรียบเทียบให้เห็นถึงจุดเริ่มต้นสร้างแรงบิด (Starting torque) ของทั้งสองระบบจะเห็นได้ว่าระบบทางกลแบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้าขนาด 10 กิโลวัตต์ 2 ตัว (Dual Generator system) สามารถเริ่มต้นหมุนส่งกำลัง ให้กังหันลมเริ่มผลิตไฟฟ้าได้ที่ความเร็วลม ต่ำกว่า ระบบทางกลแบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้าขนาด 20 กิโลวัตต์ 1 ตัว (Single Generator system) โดยประมาณ 2 เท่า ดังนั้นในการออกแบบระบบทางกลให้ขนาดของเครื่องกำเนิดไฟฟ้ามีขนาดเล็กลงแต่กำลังผลิตไฟฟ้ายังคงเท่าเดิม ทำให้การสร้างแรงบิดเริ่มต้นดีขึ้นมากที่ความเร็วลมต่ำ ซึ่งเหมาะสมกับความเร็วลมการใช้งานในประเทศไทยที่มีความเร็วลมเฉลี่ยช่วง 4-5 เมตรต่อวินาที [3]

5.2 วิเคราะห์ผลการออกแบบ

ในการออกแบบกังหันลมเพื่อผลิตไฟฟ้าความเร็วลมต่ำนั้น เมื่อนำเอาการออกแบบรูปทรงใบกังหันกังหันลมต้นแบบที่มุมบิดที่โคนใบ 8 องศา ที่ปลายใบบิด 2 องศา ที่ให้แรงบิดที่สูงขึ้น มารวมเข้ากับการออกแบบระบบทางกลแบบใช้เครื่องกำเนิดไฟฟ้าขนาด 10 กิโลวัตต์ 2 ตัว (Dual Generator system) ที่ใช้แรงบิดเริ่มต้นต่ำทำให้มีความเหมาะสมกับความเร็วลมเฉลี่ยช่วง 4-5 เมตรต่อวินาที

6. กิตติกรรมประกาศ

ผู้ดำเนินการวิจัยขอขอบพระคุณ บุคลากรเจ้าหน้าที่ อาคารวิจัยประยุกต์ พลังงานลม น้ำ และแสงอาทิตย์ คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี ที่ช่วยอำนวยความสะดวกในการทำงานในครั้งนี้ รวมทั้งอาจารย์ทุกท่านที่ให้คำปรึกษาในเรื่องการดำเนินการวิจัย และจัดทำเอกสารเป็นอย่างดี

7. เอกสารอ้างอิง

- [1] วิรัชย์ โยนรินทร์, (2551). รายงานการศึกษาวินิจฉัยพัฒนาสาริตต้นแบบเทคโนโลยีกังหันลมผลิตไฟฟ้าความเร็วลมต่ำ, ม. เทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี
- [2] วิรัชย์ โยนรินทร์, (2552). รายงานโครงการวิจัยเพื่อพัฒนากังหันลมผลิตไฟฟ้าต้นแบบขนาด 50 กิโลวัตต์, ม. เทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี
- [3] สว่างชาติทอง, วิรัชย์ โยนรินทร์, (2553). การออกแบบระบบทางกลสำหรับกังหันลมผลิตไฟฟ้าขนาด 20 กิโลวัตต์, การประชุมเชิงวิชาการเครือข่ายพลังงานแห่งประเทศไทย, มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ, จังหวัดเพชรบุรี
- [4] วิรัชย์ โยนรินทร์, สว่างชาติทอง, (2553). การออกแบบใบกังหันลมผลิตไฟฟ้าขนาด 20 กิโลวัตต์ด้วยโปรแกรมทางพลศาสตร์ของไหล, การประชุมเชิงวิชาการเครือข่ายพลังงานแห่งประเทศไทย, มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ, จังหวัดเพชรบุรี

[5] Martin O.L. Hansen, (2008). *Aerodynamics of Wind Turbines*, 2nd ed, Earthscan in the UK and USA.

[6] Blazek J., (2001). *Computational Fluid Dynamics: Principles and Applications*, Elsevier, Netherlands.

[7] Manwell J.F., McGowan J.G. and Rogers A.L., (2002) *Wind Energy Explained*, John Wiley & Son,

การวิเคราะห์ประสิทธิภาพรอบการทำงานสูงสุดของใบกังหันลม ผลิตไฟฟ้าขนาด 20 กิโลวัตต์

Analysis On Maximum Rotational Speed of 20 kW Wind Turbine Blade Performance

สว่าง ชาติทอง¹, วิรัชย์ โยชนรินทร์¹

¹ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี ถนนรังสิต-นครนายก ตำบลคลองหก อำเภอธัญบุรี จังหวัดปทุมธานี 12110 โทร 0-2549-3497 โทรสาร 0-2549-3432 E-mail: wirachairoynarin@yahoo.com

บทคัดย่อ

การศึกษานี้มีวัตถุประสงค์เพื่อทำการวิเคราะห์หาประสิทธิภาพรอบการทำงานสูงสุดของ ใบกังหันลมผลิตไฟฟ้า ขนาด 20 กิโลวัตต์ ในการทดสอบโดยใช้ใบกังหันลมต้นแบบที่มีมุมบิดโคนใบ 8 องศา ปลายใบ บิด 2 องศา กับใบกังหันลมต้นแบบที่มีมุมบิดโคนใบ 8 องศา ปลายใบ 8 องศา โดยการย่อส่วนกังหันลมผลิตไฟฟ้าขนาด 20 กิโลวัตต์ ลงมาด้วย มาตราส่วน 1 ต่อ 15 จากขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 12.30 เมตร มาเป็น ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 0.82 เมตร ทำการทดสอบในช่วงความเร็วลมเฉลี่ยระหว่าง 2.5 - 6.5 เมตรต่อวินาที ด้วยชุดทดสอบประสิทธิภาพ กังหันลม จำนวน 3 ใบต่อโรเตอร์ ผลจากการวิเคราะห์ประสิทธิภาพ การทดสอบพบว่าใบกังหันลมต้นแบบที่มีมุมบิดโคนใบ 8 องศา ปลาย ใบบิด 2 องศา ที่ความเร็วลม 4 เมตรต่อวินาทีให้รอบการทำงานสูงสุด 560 รอบต่อนาที คิดเป็นอัตราส่วนความเร็วปลายใบประมาณ 7 และมี ประสิทธิภาพรอบการทำงานที่สูงกว่า ใบกังหันลมต้นแบบที่มีมุมบิด โคนใบ 8 องศา ปลายใบ 8 องศา โดยเฉลี่ยประมาณ 9 เปอร์เซ็นต์ทุก ช่วงความเร็วลม

คำสำคัญ: พลังงานลม, กังหันลมผลิตไฟฟ้า, การออกแบบใบกังหันลม

Abstract

The objective of this research is to analyze the performance of the blade shape affected to the tip speed ratio of the 20 kW wind turbine rotor. Two rotor characteristics were analyzed; firstly the root and tip of the blade fixed angle of 8 degree and others blade tip reduces to 2 degree of pitch angle. The model is reducing in the ratio of 1:15 which is the blade length from 12.30 to 0.82 meter for this study. The results from the test rig shows that at wind speed of 4 m/s perform 560 rpm which is approximately tip speed ratio of 7 for the second blade configuration. The results of this study shows that the blade configuration of 8 degree pitch angle at root to 2 degree at the tip is higher about 9 % in the rotation performance on every incoming wind speed, suitable to be used in low wind speed zones.

Keywords: Wind energy, Wind machine, Wind Turbine Design

1. คำนำ

ความเร็วรอบของใบกังหันลมมีความสำคัญ ต่อการออกแบบ กังหันลมผลิตไฟฟ้า กับขนาดของเพลาส่งกำลัง มุมบิดใบของกังหัน แรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลาง วัสดุที่ใช้สร้างใบกังหันลม ที่สำคัญที่สุด กังหันลมที่ ความเร็วลมต่างๆ หมุนได้เป็นที่เท่าของความเร็วลมที่มาปะทะ เรียก อัตราส่วนนี้ว่า อัตราส่วนความเร็วปลายใบกังหันลม(Tip Speed Ratio) ซึ่งมีผลต่อการควบคุมการทำงาน และใช้ในการออกแบบเครื่องกำเนิด ไฟฟ้า เนื่องจากใบกังหันลมผลิตไฟฟ้าหมุนได้ โดยการได้เปรียบเชิงกล ของแรงยกตัว หรือประสิทธิภาพของแรงยกตัวของใบกังหัน หาก ลักษณะของใบกังหันลมสามารถได้เปรียบเชิงกล ในเรื่องของการไหล ของอากาศที่ผ่านใบกังหันลมมากเท่าใด ก็จะทำให้รอบการทำงานของ ใบกังหันลมที่ความเร็วลมต่างๆ สูงตามไปด้วย โดยเฉพาะอย่างยิ่งใน สภาพพื้นที่ที่มีความเร็วลมต่ำอย่างประเทศไทย หรือในโซนเอเชีย ตะวันออกเฉียงใต้ ซึ่งมีความเร็วลมเฉลี่ยอยู่ระหว่าง 3-4 เมตรต่อวินาที จึงจำเป็นต้องหารูปปร่างใบกังหันลมที่สามารถหมุนได้เร็วกว่าความเร็ว ลมที่มาปะทะใบกังหันให้สูง เพื่อลดจำนวนรอบการทำงานของเครื่อง กานผลิตไฟฟ้า โดยใบกังหันลมจำเป็นที่ทราบคุณสมบัติความแข็งแรง ความแข็งแรง และโมเมนต์ความเฉื่อย ซึ่งการนำไปสร้างให้มีขนาดเท่า ของจริงขึ้นมาทดสอบ มีความยุ่งยาก และค่าใช้จ่ายสูงมาก อีกทั้ง จำเป็นต้องควบคุมให้ได้ตามความเร็วลมต่างๆ และมีอันตรายเป็นอย่าง สูง หากใบกังหันลมอยู่ในสภาพ ฟรีโหลด ซึ่งอาจทำให้ใบกังหันลม หมุนเกินกว่าความเร็วรอบที่กำหนด เนื่องจากมุมปะทะของลม ทำให้ เกิดแรงผลักดัน(Thrust Force) มากกว่าแรงยกตัว(Lift Force) หรือเกิด มุมเชิงวิกฤต(Stall Angle) ซึ่งทำให้ใบกังหัน และโครงสร้างกังหันฉีก ขาดได้ ดังนั้นในบทความนี้จึงได้ทำการจำลอง หรือย่อส่วนกังหันลม ผลิตไฟฟ้าขนาด 20 กิโลวัตต์ ลงมา 15 เท่า เพื่อหาความเร็วรอบที่ เหมาะสมกับการออกแบบต่อไป

2. ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

2.1 ทฤษฎีโมเมนตัม (Momentum Theory)

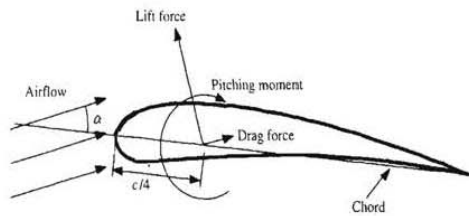
พลังงานจากลมนั้นเป็นพลังงานจลน์ ในการวิเคราะห์ให้ใช้ หลักการที่เรียกว่า ทฤษฎีโมเมนตัม ตามสมการที่ 1

$$P_w = \frac{1}{2} \rho A V_0^3 C_p \quad (1)$$

เมื่อ P_w = พลังงานไฟฟ้าที่ได้จากกังหันลม (Watt)
 ρ = ค่าความหนาแน่นของอากาศ @25°C (1.225 kg/m³)
 A = พื้นที่กวาดของใบพัด (m²)
 V_0 = ความเร็วลมทางด้านเข้าและทางด้านออก (m/s)
 C_p = ประสิทธิภาพของกังหันลม

2.2 การเกิดของแรงยก และแรงผลักร (Lift force and Drag force)

แรงกระทำต่อแพนอากาศ(Airfoil) และแรงดังกล่าวที่อยู่ในทิศที่ตั้งฉากกับการไหลจะถูกเรียกว่า "แรงยก" (Lift force) แทนด้วยสัญลักษณ์ "L" แรงเสียดทานที่เกิดขึ้นบนผิวทั้งสองด้านของแพนอากาศซึ่งเกิดจากความเค้นเฉือนที่ผิว และแรงจากค่าความดันแตกต่างที่อยู่ในทิศขนานกับการไหลจะถูกเรียกว่า "แรงผลักร" (Drag force) แทนด้วยสัญลักษณ์ "D" ดังแสดงที่รูปที่ 1



รูปที่ 1 การเกิดแรงยกและ แรงผลักร บนแพนอากาศ (Air foil) [3]

ค่าแรงยกและแรงผลักร จะได้จากการทดสอบแพนอากาศดังกล่าวในอุโมงค์ลม ซึ่งมักจะแสดงค่าแรงยกและแรงหน่วงอยู่ในรูปของสัมประสิทธิ์แรงยก C_L และสัมประสิทธิ์แรงผลักร C_D โดยที่นิยามของค่าสัมประสิทธิ์ทั้งสองจะเขียนได้เป็น

$$C_L = \frac{L}{\frac{1}{2} \rho A v^2} \tag{2}$$

$$C_D = \frac{D}{\frac{1}{2} \rho A v^2} \tag{3}$$

เมื่อ C_L = สัมประสิทธิ์แรงยก
 C_D = สัมประสิทธิ์แรงผลักร
 L = แรงยก (Lift force, N)
 D = แรงผลักร (Drag force, N)
 ρ_{Air} = ค่าความหนาแน่นของอากาศ (kg/m³)
 A = พื้นที่ระนาบของแพนอากาศ (m²)
 V = ความเร็วลม (m/s)

2.3 อัตราส่วนความเร็วปลายใบ (Tip Speed Ratio)

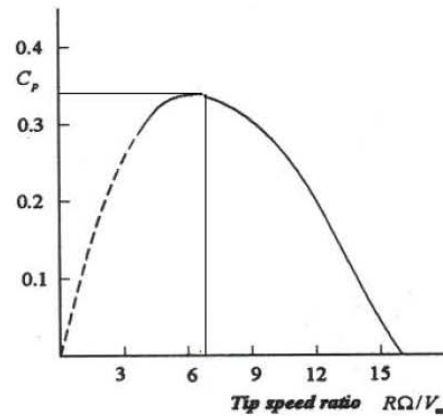
ค่าสมรรถนะของกังหันลมที่เป็นที่สนใจคือ กำลังงาน ซึ่งนำมาเสนอในรูปของเทอมไร้มิติเป็นค่าสัมประสิทธิ์ของกำลังงาน C_p กับค่าอัตราส่วนความเร็วปลายใบ (Tip Speed Ratio, $R\Omega / V_{\infty}$) ตัวอย่างของค่าสมรรถนะดังกล่าวถูกแสดงไว้ในรูปที่ 2 เลือกลักษณะของใบกังหันลมเพื่อหา อัตราส่วนความเร็วปลายใบ (Tip Speed Ratio) คือ การลือว่าใบกังหันหมุนทำงานประสิทธิภาพดีสุดที่ (TSR) เท่าใด

กำหนดได้จากกรวิเคราะห์ด้วย CFD หรือ สร้างทดสอบจริงขนาดเล็กได้ $X = 7$ เมื่อ

$$X = \frac{U}{V} = \frac{R \cdot \Omega}{V} \tag{4}$$

เมื่อ X = อัตราส่วนความเร็วปลายใบ (Tip Speed Ratio)

Ω = ความเร็วเชิงมุม (rad/s)
 R = รัศมีใบกังหันลม (m)
 V = ความเร็วลม (m/s)



รูปที่ 2 สมรรถนะของกังหันลมแนวอน [4]

2.4 การวิเคราะห์การออกแบบกังหันลมผลิตไฟฟ้าขนาด 20 kW

ให้เลือกจุดพลังงานสูงสุดว่าต้องผลิตพลังงานไฟฟ้าออกมาให้ได้ 20 kW ที่ความเร็วลมเท่าใดนั้น ขึ้นอยู่กับพื้นที่ของใบกังหันและประสิทธิภาพรวมของระบบทั้งหมด (C_p) ดังนั้นในระบบหากกำหนดให้ระบบทั้งหมดสามารถแปลงพลังงานลมที่พัดเข้ามาเป็นพลังงานไฟฟ้า 20 kW นั่นคือ C_p ต้องรวมการสูญเสียจากใน C_p ใบกังหัน(Blade), C_p จากระบบส่งกำลัง(Drive) และ C_p ของเครื่องกำเนิดไฟฟ้า (Generator) ซึ่งจากการทั้งหมดโดยประมาณ $C_{p,Total} = C_{p,B} + C_{p,D} + C_{p,G}$ ได้ประมาณ 0.35 นั่นคือ $C_{p,Total}$ ของระบบทั้งหมด ดังนั้นหาขนาดของเส้นผ่านศูนย์กลางของกังหันลม

$$20 \times 10^3 \text{ W} = 0.5 \times 1.225 \text{ kg/m}^3 \times A (\pi r^2) \times V^3 \times C_p$$

$$= 0.5 \times 1.225 \times (\pi r^2) \times 9^3 \times 0.35$$

$$20 \times 10^3 \text{ W} = 490.717 \times r^2$$

ดังนั้น r คือรัศมีใบกังหันมีค่า $r = 6.38$, ~ 6.40 เมตร ให้ $V = 9$ m/s เมื่อได้ขนาดของรัศมีใบกังหัน คือ 6.40 เมตร แล้วก็คำนวณรอบการหมุนตอนเริ่มต้น (Cut in) เมื่อ $X = 7$, $V = 2$ m/s, $R=6.40$ เมตร

$$X = \frac{U}{V} = \frac{R \cdot \Omega}{V}$$

$$7 = ((6.40 \times 2 \times \pi \times N) / 60) / 2$$

$$N = 20.89 \text{ rpm} \approx 21 \text{ rpm}$$

ตั้งนั้นรอบที่ประมาณ 21 รอบต่อวินาทีนั้นเครื่องกำเนิดไฟฟ้าต้องมีแรงดันไฟฟ้าเพียงพอที่จะทำให้เครื่องเชื่อมต่อบริเวณสายสามารถจะเชื่อมต่อกับระบบสายส่ง 50 Hz, 3 phases ได้ นั่นคือที่ความเร็วลม 9 เมตรต่อวินาทีที่รอบการทำงานของใบกังหันจะอยู่ที่

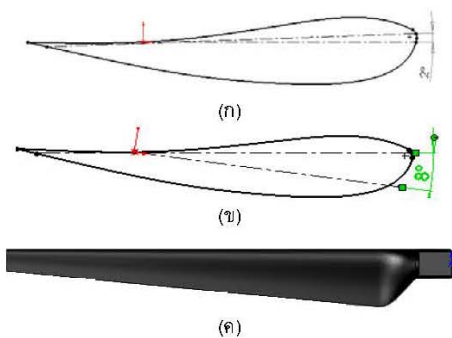
$$7 = ((6.40 \times 2 \times \pi \times N) / 60) / 9$$

$$N = 94.04 \text{ rpm} \cong 95 \text{ rpm}$$

นั่นคือเครื่องกำเนิดไฟฟ้าต้องมีพลังงานออกมา 20 kW ที่ 95 rpm ระบบการทำงานของกังหันลมต้องคอยควบคุมรอบการทำงานโดยให้ระบบ Furling ของหางกังหันลม เริ่มพับหางที่ความเร็วลมประมาณ 9.5 เมตร/วินาที และต้องส่งถ่ายพลังงานเพื่อหยุดกังหันลมให้ได้ที่ความเร็วลม 12 เมตรต่อวินาที เนื่องจากใบกังหันและโครงสร้างที่ออกแบบมาที่ความเร็วลมต่ำนั่นเอง

3. วิธีดำเนินการวิจัย

ในการดำเนินการวิจัยได้ทำการทดสอบใบกังหันลม 2 แบบ เพื่อเปรียบเทียบหาประสิทธิภาพความเร็วรอบการทำงานสูงสุด ในการทดสอบได้ใช้ใบกังหันลมต้นแบบที่มีมุมบิดโคนใบ 8 องศา ปลายใบบิด 2 องศา(Blade Type 8/2) กับใบกังหันลมต้นแบบที่มีมุมบิดโคนใบ 8 องศา ปลายใบ 8 องศา (Blade Type 8/8) ตามรูปที่ 3



รูปที่ 3 (ก) ลักษณะปลายใบบิด 2 องศา (ข) ปลายใบบิด 8 องศา (ค) ลักษณะรูปทรงใบที่ใช้ในการทดสอบ [6]



รูปที่ 4 ลักษณะโรเตอร์ที่ใช้กับชุดทดสอบประสิทธิภาพกังหันลม

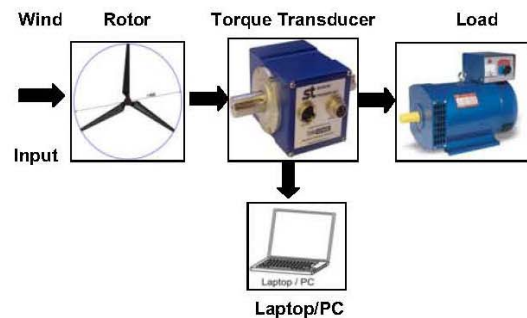
โดยทำการย่อส่วนกังหันลมผลิตไฟฟ้าขนาด 20 กิโลวัตต์ ลงมาด้วยมาตราส่วน 1 ต่อ 15 จากขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 12.30 เมตร มาเป็นขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 0.82 เมตร ทำการทดสอบในช่วงความเร็วลมเฉลี่ยระหว่าง 2.5 - 6.5 เมตรต่อวินาที ด้วยชุดทดสอบประสิทธิภาพกังหันลม จำนวน 3 ใบต่อโรเตอร์ ตามรูปที่ 4

วิธีในการทดสอบจะแบ่งช่วงความเร็วลมทดสอบออกเป็น 9 ช่วง เริ่มต้นจากช่วงความเร็วลมเฉลี่ย 2.5 เมตรต่อวินาที โดยการปรับอินเวอร์เตอร์(Inverter Motor) ควบคุมรอบของมอเตอร์ ให้สามารถสร้างความเร็วลมให้อยู่ในช่วง 2-3 เมตรต่อวินาที ซึ่งจะได้ความเร็วลมเฉลี่ยอยู่ในช่วง 2.5 เมตรต่อวินาที จากนั้นบันทึกผลการทดสอบโดยดูจากโปรแกรม Torque View ประมวลผลด้วยคอมพิวเตอร์ ตามรูปที่ 5 ซึ่งจะรับข้อมูลมาจาก Torque Transducer ทำการบันทึกค่าความเร็วรอบสูงสุด (Peak Speed) และค่าความเร็วรอบต่ำสุดของช่วงความเร็วลมดังกล่าวทำการบันทึกที่ประมาณ 5 ครั้ง แล้วนำมาหาค่าเฉลี่ยความเร็วรอบของแต่ละช่วงความเร็วลม จากนั้นทำการทดสอบที่ความเร็วลม 3.0 เมตรต่อวินาที ปรับชุดควบคุมรอบของมอเตอร์ สร้างความเร็วลมให้อยู่ในช่วง 2.5-3.5 เมตรต่อวินาที ทำการทดลองเรื่อยๆ ไปจนถึงความเร็วลมเฉลี่ย 6.5 เมตรต่อวินาที



รูปที่ 5 หน้าจอประมวลผลของโปรแกรม Torque View

หลักการการทำงานของชุดอุปกรณ์ทดสอบประสิทธิภาพใบกังหันลม เมื่อเดินรอบมอเตอร์ต้นกำลังผลิตลม โดยการปรับอินเวอร์เตอร์(Inverter Motor) สร้างความเร็วลมให้อยู่ในช่วงทดสอบต่างๆแล้ว เมื่อลมมาปะทะชุดโรเตอร์ ก็จะหมุนส่งกำลังไปที่เพลาของเครื่องมีวัตต์ Torque Transducer ตัวเครื่องมีวัตต์ทอร์ก ก็จะส่งข้อมูลผ่านสายไปยัง Laptop/PC เพื่อประมวลผลด้วยโปรแกรม Torque View ตามลำดับดังรูปที่ 6



รูปที่ 6 ขั้นตอนการทำงานของอุปกรณ์ต่างๆในการทดสอบใบกังหันลม

4. ผลการวิจัย

จากการทดสอบใบกังหันลมต้นแบบที่โคนใบมี 8 องศาและปลายใบมี 2 องศา (Blade Type 8/2) กับใบกังหันลมต้นแบบที่โคนใบมี 8 องศาและปลายใบมี 8 องศา (Blade Type 8/8) ด้วยชุดทดสอบประสิทธิภาพกังหัน ได้ผลการทดสอบตามตารางที่ 1 ดังนี้

ตารางที่ 1 บันทึกผลการทดลอง

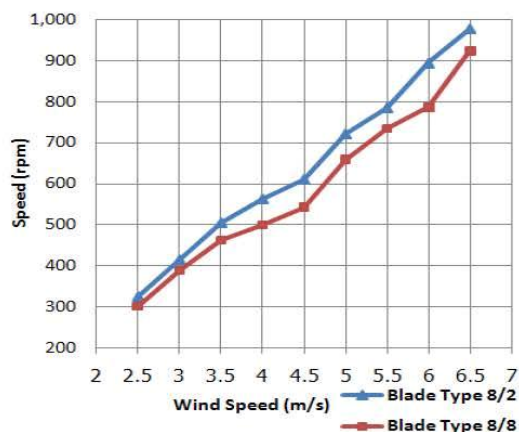
Wind Speed (m/s)	Blade Type 8/2 Speed (rpm)	Blade Type 8/8 Speed (rpm)
2.5	325	302
3.0	415	389
3.5	505	463
4.0	563	500
4.5	611	543
5.0	722	659
5.5	785	735
6.0	894	786
6.5	978	923

การบันทึกผลการทดสอบนั้นทุกค่าความเร็วลม (Wind Speed) ได้มาจากการหาค่าเฉลี่ยในช่วงความเร็วนั้น เช่น ความเร็วลม 3.0 เมตรต่อวินาที คือความเร็วลมทดสอบอยู่ในช่วง 2.5-3.5 เมตรต่อวินาที เป็นต้น ส่วนความเร็วรอบของ Blade Type 8/2 และ Blade Type 8/8 ได้จากการที่เอาค่าความเร็วรอบสูงสุด (Peak Speed) และค่าความเร็วรอบต่ำสุดในช่วงความเร็วลมดังกล่าวทำการบันทึกประมาณ 5 ครั้ง แล้วนำมาหาค่าเฉลี่ยความเร็วรอบของแต่ละช่วงความเร็วลม เช่น ที่ความเร็วลม 3.0 เมตรต่อวินาที ความเร็วรอบอยู่ที่ 415 rpm ได้มาจากการหาค่าเฉลี่ยความเร็วรอบ 5 ครั้ง ตามรูปที่ 7

Blade Type : ...8-2.....		1	2	3	4	5	Average
Wind Speed (m/s)	Test No.	Speed (Rpm)	Speed (Rpm)	Speed (Rpm)	Speed (Rpm)	Speed (Rpm)	Speed (Rpm)
2.5	max	416	442	416	440	464	436
	min	269	170	207	210	213	214
	Aver.	343	306	312	325	339	325
3	max	577	586	552	566	535	563
	min	209	316	250	305	258	268
	Aver.	393	451	401	436	397	415
3.5	max	669	654	631	654	636	649
	min	361	347	277	403	415	361
	Aver.	515	501	454	529	526	505

รูปที่ 7 การหาค่าเฉลี่ย 5 ครั้งในหนึ่งช่วงความเร็วลม

ในส่วนของใบกังหันลมต้นแบบที่โคนใบมี 8 องศาและปลายใบมี 8 องศา (Blade Type 8/8) ก็ทำการทดสอบลักษณะเดียวกัน เมื่อได้ความเร็วรอบเฉลี่ยทั้ง 2 ใบแล้วนำมาวาดกราฟเส้นเปรียบเทียบผลระหว่างใบกังหันลมต้นแบบทั้ง 2 แบบ ก็จะได้ตามรูปที่ 8



รูปที่ 8 กราฟเปรียบเทียบผลระหว่างความเร็วลม กับความเร็วรอบของใบกังหันลมชนิด Blade Type 8/2 และ Blade Type 8/8

5. สรุปผล

ผลจากการวิเคราะห์ประสิทธิภาพการทดสอบพบว่าใบกังหันลมต้นแบบที่มีมุมโคนใบ 8 องศา ปลายใบมี 2 องศา ที่ความเร็วลม 4 เมตรต่อวินาที ให้รอบการทำงานสูงสุดที่ 560 รอบต่อวินาที คิดเป็นอัตราส่วนความเร็วปลายใบต่อความเร็วลมที่เข้ามาปะทะประมาณ 7 มีประสิทธิภาพรอบการทำงานที่สูงกว่า ใบกังหันลมต้นแบบที่มีมุมโคนใบ 8 องศาตลอดทั้งใบ โดยมีค่ามากกว่าเฉลี่ยประมาณ 9 เปอร์เซ็นต์ของความเร็วยรอบการหมุนทุกช่วงความเร็วลม

6. กิตติกรรมประกาศ

ผู้ดำเนินการวิจัยขอขอบพระคุณ บุคลากร เจ้าหน้าที่ อาคารวิจัยประยุกต์ พลังงานลม น้ำ และแสงอาทิตย์ คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี ที่ช่วยอำนวยความสะดวกในการทำงานในครั้งนี้ รวมทั้งอาจารย์ทุกท่านที่ให้คำปรึกษาในโครงการดำเนินการวิจัย และจัดทำเอกสารเป็นอย่างดี

เอกสารอ้างอิง

- [1] F.S. David, M.Eggleston, "Wind Turbine Engineering Design", New York, Van Nostrand, Reinhold, 1985.
- [2] Martin O. L. Hansen "Aerodynamics of Wind Turbines", 2nd ed., Earthscan in the UK and USA, 2008
- [3] Manwell J.F., McGowan J.G. and Rogers A.L., (2002) Wind Energy Explained, John Wiley & Son,
- [4] วิรัชย์ โรยรินทร์, (2551). รายงานการศึกษาวิจัยพัฒนาสาธิตต้นแบบเทคโนโลยีกังหันลมผลิตไฟฟ้าความเร็วลมต่ำ, มทร. ธัญบุรี
- [5] วิรัชย์ โรยรินทร์, (2552). รายงานโครงการวิจัยเพื่อพัฒนากังหันลมผลิตไฟฟ้าต้นแบบขนาด 50 กิโลวัตต์, มทร. ธัญบุรี
- [6] วิรัชย์ โรยรินทร์, สว่าง ซาติทอง, (2553). การออกแบบใบกังหันลมผลิตไฟฟ้าขนาด 20 กิโลวัตต์ด้วยโปรแกรมทางพลศาสตร์ของไหล, การประชุมเชิงวิชาการเครือข่ายพลังงานแห่งประเทศไทย, มศว. องค์กริณี, จังหวัดเพชรบุรี

ประวัติผู้เขียน

ชื่อ-สกุล	นายสว่าง ชาติทอง
วัน เดือน ปีเกิด	1 ธันวาคม 2519
ที่อยู่	10/1 หมู่ 6 ตำบลศรีฐาน อำเภอป่าดิว จังหวัดยโสธร 35150
การศึกษา	สำเร็จการศึกษาหลักสูตร อุตสาหกรรมศาสตรบัณฑิต (อศ.บ.) สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ องครักษ์ ปี พ.ศ. 2543
ประสบการณ์การทำงาน	พ.ศ. 2543-2547 ตำแหน่งครูจ้างสอน แผนกวิชาช่างกลโรงงาน คณะช่างกลโลหะ วิทยาลัยการอาชีพนครนายก จังหวัดนครนายก พ.ศ. 2547-ปัจจุบัน ตำแหน่งช่างเทคนิค ภาควิชาวิศวกรรมอุตสาหกรรม คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ องครักษ์

