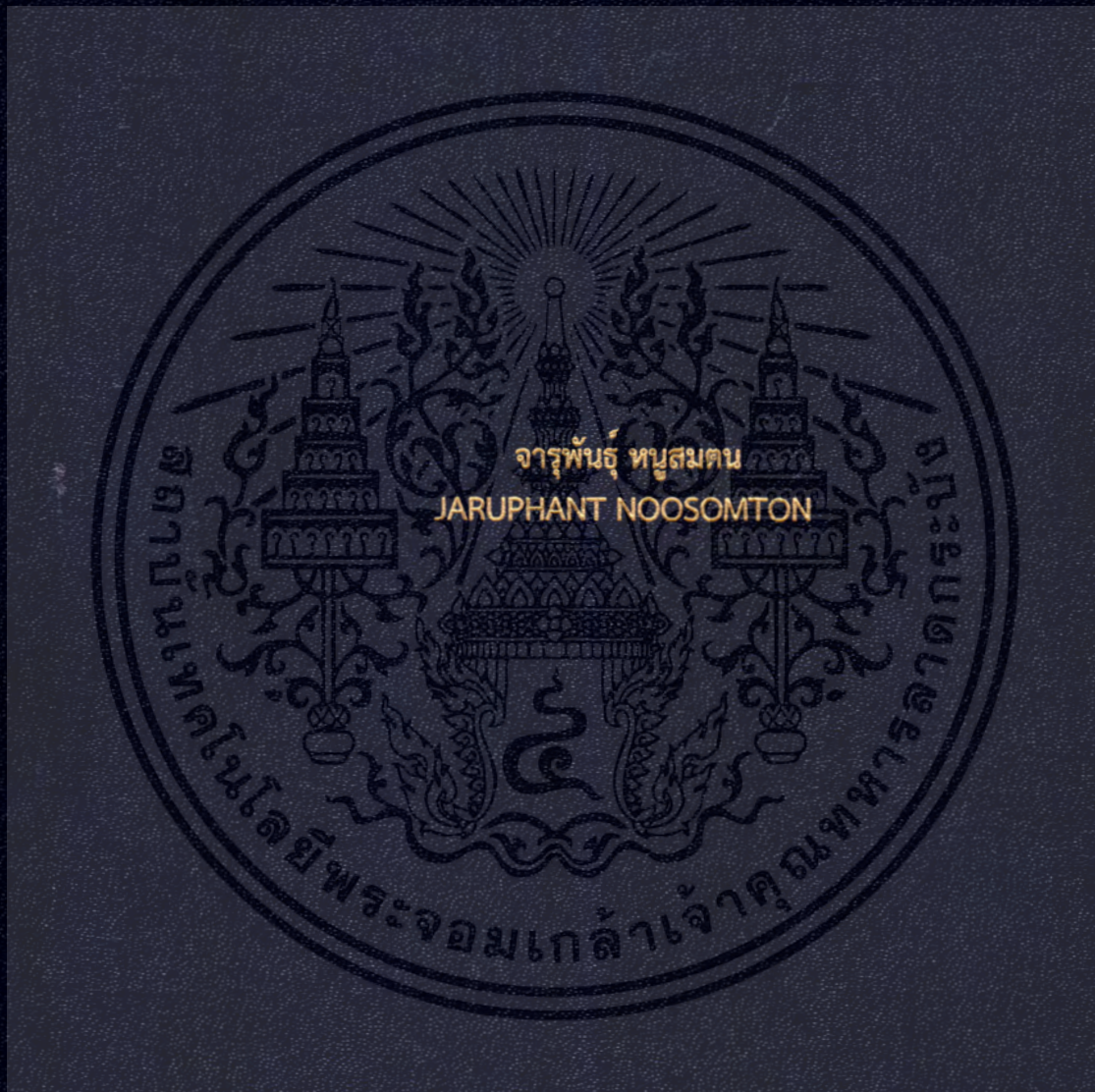


การออกแบบใบจักรที่เหมาะสมสำหรับเรือประมงน้ำตื้น

OPTIMUM PROPELLER DESIGN FOR SHALLOW FISHERY BOAT



วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรดุษฎีบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

พ.ศ.2560

KMITL-2017-EN-D-058-216

การออกแบบใบจักรที่เหมาะสมสำหรับเรือประมงน้ำตื้น

OPTIMUM PROPELLER DESIGN FOR SHALLOW FISHERY BOAT



วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรดุษฎีบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
พ.ศ.2560

KMITL-2017-EN-D-058-216

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

OPTIMUM PROPELLER DESIGN FOR SHALLOW FISHERY BOAT



A THESIS SUBMITTED IN PARTIAL FULFILLMENT
OF THE REQUIREMENT FOR THE DEGREE OF
DOCTOR OF ENGINEERING IN MECHANICAL ENGINEERING
FACULTY OF ENGINEERING
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG
2017
KMITL-2017-EN-D-058-216

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



COPYRIGHT 2017

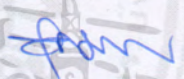
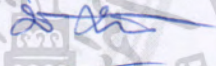
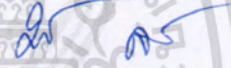
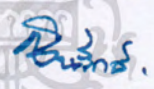
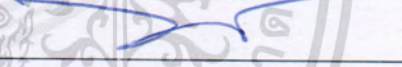
FACULTY OF ENGINEERING

KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

คณะวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
ใบรับรองวิทยานิพนธ์

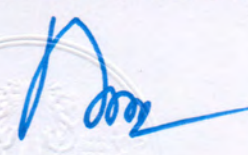
หัวข้อวิทยานิพนธ์ การออกแบบใบจักรที่เหมาะสมสำหรับเรือประมงน้ำตื้น
Thesis Title Optimum Propeller Design for Shallow Fishery Boat
นักศึกษา นายจรรพพันธุ์ หนูสมตน
รหัสประจำตัว 53610211
ปริญญา วิศวกรรมศาสตรดุษฎีบัณฑิต
สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล
อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ รศ.ดร.จรรวุต ใจเจริญสุข
หมายเลขวิทยานิพนธ์ KMITL-2017-EN-D-058-216

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์		ลายมือชื่อ
รศ.ดร.อุดมเกียรติ	นนทแก้ว	
รศ.ดร.พงษ์เจต	พรหมวงศ์	
ดร.มจรุส	สุชาติวัฒน์	
รศ.ดร.ชินรักษ์	เจียรพงษ์	
รศ.ดร.จรรวุต	ใจเจริญสุข	

วัน / เดือน / ปี ที่สอบ วันศุกร์ที่ 22 ธันวาคม พ.ศ. 2560 เวลา 13.00-15.00 น.
สถานที่สอบ ณ ห้องประชุม 1 ชั้น 5 อาคาร A

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
KING MONKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG

คณะวิศวกรรมศาสตร์ รับรองแล้ว


(รองศาสตราจารย์ ดร. คมสัน มาลีสี)

คณบดี คณะวิศวกรรมศาสตร์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อวันที่ 22 ธันวาคม พ.ศ. 2560
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หัวข้อวิทยานิพนธ์	การออกแบบใบจักรที่เหมาะสมสำหรับเรือประมงน้ำตื้น
นักศึกษา	นายจรรพันธุ์ หนูสมตน
รหัสประจำตัว	53610211
ปริญญา	วิศวกรรมศาสตรดุษฎีบัณฑิต
สาขาวิชา	วิศวกรรมเครื่องกล
พ.ศ.	2560
อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์	รศ.ดร.จรรวัตร เจริญสุข

บทคัดย่อ

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้ เป็นการนำเสนอการพัฒนาใบจักรที่เหมาะสมสำหรับเรือประมงน้ำตื้น ชนิด 3 ปีก จำนวน 4 ชุด คือ Developed Area หรือ Blade Area Ratio $A_E/A_O = 0.50$ (ชนิดปีกกว้าง), $A_E/A_O = 0.35$ (ชนิดปีกแคบ) ที่ Rake Angle 20 องศา และ 30 องศา สำหรับเรือความเร็ว 10 น็อต (knots) ขนาดแรงม้าเบรคที่ 10 Hp. เปรียบเทียบกับใบจักรชนิด 2 ปีกใบ แบบดั้งเดิมที่นิยมใช้ในปัจจุบัน ซึ่งจากการทดลองในห้องปฏิบัติการพบว่า ใบจักรแบบ B3-20-50 ให้ค่าสมรรถนะสูงสุด โดยมีมากกว่าเท่ากับ 67.76 %, 42.20 %, 30.52 % เมื่อเทียบกับ ใบจักรทั่วไปในประเทศ ขนาด 15 นิ้ว 16 นิ้ว และ 17 นิ้ว ตามลำดับ และในการทดสอบภาคสนาม กับเรือหางยาวท้องแบน ติดตั้งเครื่องยนต์เบนซิน 4 จังหวะ สูบเฉียง OHV ระบายความร้อนด้วยอากาศ กำลังม้าสูงสุด 13 แรงม้า พบว่า 1. ใบจักร Model Type B3-20-50 ใช้น้ำมันเชื้อเพลิง 1 ลิตร แล่นได้ระยะทาง 11.5 กิโลเมตร เมื่อเทียบกับใบจักรแบบ Local Type ขนาด 9 นิ้ว ใช้น้ำมันเชื้อเพลิง 1 ลิตร แล่นได้ระยะทาง 3.4 กิโลเมตร ที่ความเร็วเดียวกัน และ 2. ใบจักร Model Type B3-20-50 ใช้น้ำมันเชื้อเพลิง 1 ลิตร แล่นได้ระยะทาง 8.1, 8.1 และ 6.8 กิโลเมตร เมื่อเทียบกับใบจักรแบบ Local Type ขนาด 15 นิ้ว 16 นิ้ว และ 17 นิ้ว ใช้น้ำมันเชื้อเพลิง 1 ลิตร แล่นได้ระยะทาง 4.1, 4.2 และ 4.4 กิโลเมตร ที่ความเร็วเดียวกัน ตามลำดับ.

Thesis	Optimum propeller design for shallow-fishery boat
Student	Mr.Jaruphant Noosomton
Student ID.	53610211
Degree	Doctor of Engineering
Program	Mechanical Engineering
Year	2017
Thesis Advisor	Assoc.Prof.Dr.Jaruwat Charonensuk

ABSTRACT

This thesis presents the development work of optimum propeller design for shallow-fishery boat which model type 3 blade. There are 4 sets of propellers having different developed area or “blade area ratios” of $A_E/A_O = 0.50$ (wide wing) and $A_E/A_O = 0.35$ (flat wing) with the rake angle of 20 and 30 degrees. The prototypes were designed for ship speed at 10 knots with horse power 10 Hp. The comparison study was carried out with the 2-blade conventional type commonly used by local fishermen. The experiment at the laboratory scale in water tunnel test tank suggested that the model type B3-20-50 yielded the highest performance which was accounted for 67.76 %, 42.20 % and 30.52 % greater than those of propellers used by local fisherman with 15 inch, 16 inch and 17 inch in diameter, respectively. Field tests trials were then carried out using 2 identical long-tail boats with 4-stroke gasoline engine with OHV, air-cooled and 13 Hp. Maximum power output. It was found that with 1 liter of gasoline the propeller model type B3-20-50 yielded travelling distance of 11.5 km, while the local propeller having diameter 9-inch could travel with the distance of 3.4 km. Similar test trials with 15”, 16” and 17” local type propellers with the B3-20-50 model revealed similar results. With 1 liter of fuel, the 15”, 16” and 17” local type propellers yielded travelling distance of 4.1, 4.2 and 4.4 km., respectively, while the propeller model type B3-20-50 could provide 8.1, 8.1 and 6.8 km. under the same travelling speed.

กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์เล่มนี้สำเร็จได้ด้วยความกรุณาจากอาจารย์ที่ปรึกษา รศ.ดร.จารวัตร เจริญสุข ที่ให้ความช่วยเหลือ ให้คำชี้แนะช่วยแก้ปัญหาตลอดจนให้ความรู้และประสบการณ์ที่ดีแก่ข้าพเจ้า

ขอโน้มรำลึกถึง น.อ.(พิเศษ) ศราวุธ วงศ์เงินยวง ครูทหารเรือ กรมอุทกทหารเรือ ผู้ที่คอยอบรมสั่งสอน และถ่ายทอดองค์ความรู้ด้านการออกแบบใบจักรเรือ ตลอดเวลา 10 ปี

ขอขอบคุณ สำนักงานคณะกรรมการวิจัยแห่งชาติ (สกว.พวอ.) ที่ให้การสนับสนุนการวิจัยนี้ ขอขอบคุณ คุณหมั่นต์ ภูโต เจ้าของโรงหล่อใบจักรแสงเงิน คุณดารินทร์ อร่ามสมบัติ ผู้ประสานงานโรงหล่อ ที่ให้ความอนุเคราะห์ ชี้แนะเทคนิคการหล่อหลอมใบจักร

ขอขอบคุณ ดร.ประเวศร์ เตียววานิช ผู้อำนวยการวิทยาลัยเทคโนโลยี และอุตสาหกรรมต่อเรือ นครศรีธรรมราช ที่ให้ความเมตตาอนุเคราะห์ในการใช้เครื่องมือและห้องปฏิบัติการตลอดทั้งอำนวยความสะดวกในทุกๆด้าน ขอขอบคุณ อาจารย์ฉัตรชัย อนุวัฒน์ หัวหน้าแผนกวิชาช่างต่อเรือ ที่ให้ความอนุเคราะห์ประสานงานชุมชนและกลุ่มประมงพื้นบ้าน และขอขอบคุณ ครู อาจารย์ และบุคลากรทุกท่านที่ให้ความช่วยเหลือในการวิจัยครั้งนี้

ขอขอบคุณ คุณนิวัฒน์ ภูเจริญ อดีตวิศวกร สำนักบริการคอมพิวเตอร์ สจล. ที่ให้ความช่วยเหลือในการสแกนใบจักร และคำแนะนำในการใช้ ANSYS

สุดท้ายต้องขอขอบคุณครอบครัวของข้าพเจ้า ที่เป็นเสมือนคู่มือ และเป็นกำลังใจที่ดีตลอดมาทั้งในยามทุกข์และยามสุข

สำหรับคุณงามความดีอันใดที่เกิดจากวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ ข้าพเจ้าขอมอบให้กับคุณบิดา คุณมารดา ซึ่งเป็นที่รักและเคารพยิ่ง ตลอดจนครู อาจารย์ ที่เคารพทุกท่านที่ได้ประสิทธิ์ประสาทวิชาความรู้ และถ่านทอดประสบการณ์ที่ดีให้แก่ข้าพเจ้า

จารุพันธ์ หนูสมตน

สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	II
กิตติกรรมประกาศ.....	III
สารบัญ.....	IV
สารบัญตาราง.....	VII
สารบัญรูป.....	VIII
บทที่ 1 บทนำ.....	1
1.1 ความสำคัญและที่มาของปัญหา.....	1
1.2 ความจำเป็นในการดำเนินงานวิจัย.....	1
1.3 วัตถุประสงค์ของงานวิจัย.....	3
1.4 สมมติฐานของงานวิจัย.....	3
1.5 ขอบเขตของงานวิจัย.....	3
1.6 ลักษณะของงานวิจัยโดยย่อ.....	3
1.7 ระเบียบวิธีวิจัย.....	4
1.7.1 วิธีดำเนินงาน.....	4
1.7.2 ขั้นตอนงานต่างๆ ของงานวิจัย.....	5
1.8 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับการยอมรับของสังคมต่อการดำเนินการวิจัย.....	6
1.9 ประโยชน์ต่อการยอมรับของสังคมต่องานวิจัย.....	8
1.9.1 ประโยชน์ด้านวิชาการ.....	8
1.9.2 ประโยชน์ด้านอุตสาหกรรม และการพาณิชย์.....	8
1.9.3 ประโยชน์เชิงเศรษฐศาสตร์.....	8
1.9.4 ประโยชน์เชิงสังคม.....	9
1.9.5 ประโยชน์ที่มีต่อการอนุรักษ์พลังงาน.....	9
1.9.6 ประโยชน์ที่มีต่อการอนุรักษ์สิ่งแวดล้อม.....	10
บทที่ 2 วรรณกรรมปริทัศน์.....	12
บทที่ 3 หลักการและทฤษฎี.....	30
3.1 ทฤษฎี สมมติฐาน และ/หรือ กรอบแนวคิดของนักวิจัย.....	30
3.2 ทฤษฎีการออกแบบ (Theory of Design)	31
3.2.1 คุณลักษณะเฉพาะของใบจักร (Characteristics of Propeller)	31
3.2.2 หลักการออกแบบ Impeller และ Cordier Parameter Diagram.....	38
3.2.2.1 วิธีการออกแบบใบกวน (Impeller) ในแนวรัศมี.....	38
บทที่ 4 การออกแบบและค่าตัวแปรออกแบบ.....	46
4.1 วิธีการออกแบบ (Design Method)	46

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
4.1.1 การเลือกเครื่องยนต์.....	49
4.2 ตัวแปรการออกแบบ (Data parameters of Design)	52
4.2.1 ค่าพิกัดความหนาปีกใบจักร Propeller Type B3-30-50.....	52
4.2.2 ค่าพิกัดความหนาปีกใบจักร Propeller Type B3-30-35.....	53
4.2.3 ค่าพิกัดความหนาปีกใบจักร Propeller Type B3-20-50.....	54
4.2.4 ค่าพิกัดความหนาปีกใบจักร Propeller Type B3-20-35.....	55
4.3 แผนผังการทำงานของโปรแกรมการออกแบบ (Flow Chart of Data Main Program for Design)	57
4.4 กราฟค่าการออกแบบ และมีติตัวแปรการออกแบบใบจักร	61
4.4.1 ใบจักรแบบ B3-20-50 (Propeller Model Type B3-20-50)	61
4.4.2 ใบจักรแบบ B3-20-35 (Propeller Model Type B3-20-35)	62
4.4.3 ใบจักรแบบ B3-30-50 (Propeller Model Type B3-30-50)	64
4.4.4 ใบจักรแบบ B3-30-35 (Propeller Model Type B3-30-35)	65
4.4.5 การทดสอบในชุดทดลองแบบเปิด.....	67
4.5 การทดลองภาคสนาม.....	71
4.5.1 วิธีการทดสอบในภาคสนาม.....	72
4.5.2 เครื่องยนต์เรือ และข้อมูลทางเทคนิค.....	73
4.5.3 คุณลักษณะเรือทดสอบภาคสนาม และการบรรทุก.....	74
บทที่ 5 การทดลองและการวิเคราะห์ผล.....	77
5.1 ผลการทดลองในถังทดสอบ.....	77
5.1.1 ค่าความเร็วลำการไหล Max - Min ในหน่วย m/s.....	77
5.1.2 ค่าความเร็วลำการไหล Max - Min ในหน่วย Knots.	78
5.1.3 ผลการทดลอง หาสมรรถนะใบจักรคิดเป็น เปอร์เซนต์ (%).....	78
5.1.4 ผลการทดลองหา Thrust Propeller.....	79
5.2 ผลการทดลองในห้องปฏิบัติการ.....	79
5.2.1 การทดลอง Model Type B3-20-50 ที่ความเร็วรอบเพลา 630 rpm.	79
5.2.2 การทดลอง Model Type B3-20-50 ที่ความเร็วรอบเพลา 830 rpm.	81
5.2.3 การทดลอง Model Type B3-20-35 ที่ความเร็วรอบเพลา 630 rpm.	82
5.2.4 การทดลอง Model Type B3-20-35 ที่ความเร็วรอบเพลา 830 rpm.	83
5.2.5 การทดลอง Model Type B3-30-35 ที่ความเร็วรอบเพลา 630 rpm.	84
5.2.6 การทดลอง Model Type B3-30-35 ที่ความเร็วรอบเพลา 830 rpm.	85
5.2.7 การทดลอง Model Type B3-30-50 ที่ความเร็วรอบเพลา 630 rpm.	86
5.2.8 การทดลอง Model Type B3-30-50 ที่ความเร็วรอบเพลา 830 rpm.	87

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
5.3 ผลวิเคราะห์ CFD.....	88
5.4 การทดลองการสั่นเปลือ่งน้ำมันเชื้อเพลิง (ทดสอบภาคสนาม).....	91
5.4.1 คุณลักษณะเฉพาะของเรือประมงน้ำตื้นที่ทดสอบ.....	91
5.4.2 การทดลองการสั่นเปลือ่งน้ำมันเชื้อเพลิง.....	91
5.4.2.1 วิธีการทดสอบในภาคสนาม.....	91
5.4.2.2 ผลการทดสอบในภาคสนาม.....	92
5.5 การวิเคราะห์ผล (Discussion)	93
บทที่ 6 สรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะ.....	97
6.1 สรุปผลการวิจัย (Conclusion)	97
6.2 ข้อเสนอแนะ.....	98
เอกสารอ้างอิง.....	99
ภาคผนวก ก Code โปรแกรมการออกแบบ -	105
ภาคผนวก ข แบบ Drawing Design -	110
ภาคผนวก ค การวิเคราะห์ข้อมูลด้วย โปรแกรม SPSS -	115
ภาคผนวก ง ฤกษ์การออกแบบ และอภิธานศัพท์เฉพาะ (Nomenclature) -	133
ภาคผนวก จ ผลงานวิจัยที่ได้รับการตีพิมพ์เผยแพร่.....	195
ประวัติผู้เขียน -	253

สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
1.1 แสดงกลุ่มตัวอย่างการออกแบบ Model Blades.....	4
1.2 ประเมินการผลที่คาดหวังเพื่อลดการใช้พลังงานเชื้อเพลิงของเรือประมง ใน ปี พ.ศ. 2544	9
1.3 ประเมินการผลที่คาดหวังเพื่อลดการใช้พลังงานเชื้อเพลิงของเรือประมง ใน ปี พ.ศ. 2558	10
4.1 ค่ามิติการออกแบบใบจักร Model B3-20-50.....	61
4.2 ค่ามิติการออกแบบใบจักร Model B3-20-35.....	62
4.3 ค่ามิติการออกแบบใบจักร Model B3-30-50.....	64
4.4 ค่ามิติการออกแบบใบจักร Model B3-30-35.....	65
4.5 แสดงข้อมูลทางเทคนิคและคุณลักษณะเฉพาะของเครื่องยนต์เรือ	73
ง-1 ค่าลำดับส่วนกระแสน้ำวน (Wake Fraction) สำหรับเรือต่างๆ	139
ง-2 แสดงค่า Trust Deduction Factor (t).....	141



สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
2.1 แสดง กราฟมูลค่าการส่งออกอาหารทะเลของไทย ปี 2014.....	15
2.2 แสดง กราฟมูลค่าการส่งออกอาหารทะเลของไทยไป EU ปี 2014.....	15
2.3(a) แสดง Cavitating tip vortices observed on a model scale propeller in open water.....	16
2.3(b) แสดง Tip vortex cavity connected to a sheet cavity on a propeller scale model.	17
2.3(c) แสดง Ring vortices around a cavitating tip vortex observed in a cavitation tunnel.	17
2.4(a) แสดง Optimization model for constrained problems.	18
2.4(b) แสดง Open water diagram.	18
2.4(c) แสดง Output results of the developed computer program.	19
2.5(a) แสดง Optimization Loop.	19
2.5(b) แสดง Optimization Process.	20
2.6(a) แสดง ภาพฉายใบจักรและระบบพิกัด (x, y, z) และ ship fixed (xs, ys, zs).	20
2.6(b) แสดง a: พื้นผิวแท้จริง b: พื้นผิวโพรงอากาศ.	21
2.7(a) แสดง Visualizations of partial cavities in a cavitation tunnel.	21
2.7(b) แสดง Visualization of the re-entrant jet and of the cavity oscillations.....	22
2.8 แสดง PIV สำหรับการทดลอง.....	22
2.9(a) แสดง Pod drive model 23	
2.9(b) แสดง Drawing of Pod drive model and water tunnel balance..... 23	
2.9(c) แสดง โปรไฟล์ใบจักรตามแนวรัศมีบนแกนอ้างอิงกับใบจักร 24	
2.10(a) แสดง ภาพถ่ายของต้นแบบใบจักร (model of the original propeller) 24	
2.10(b) แสดง แผนผังของการออกแบบใบจักรด้วยการกระจายภาระที่กำหนดไว้ 25	
2.10(c) แสดง การกระจายภาระรวมบนใบจักรทั้ง 3 แบบ..... 25	
2.10(d) แสดง การกระจายภาระรวมของใบจักรทั้ง 3 แบบ (Target UT-NC wing section) 26	
2.11(a) แสดง การเปรียบเทียบขอบเขตของโพรงอากาศรุ่น E779A. ด้านซ้าย: experimental observations. ด้านขวา: PROCAL results. 27	
2.11(b) แสดง Cavity extent at different blade ด้านซ้าย: Experiment in the DTT. ด้านขวา: Nominal wake field using FFM. 28	
2.11(c) แสดง boundary factors for the first blade passage frequency. ด้านซ้าย: Model scale. ด้านขวา: Full scale. 28	
3.1 แสดง พฤติกรรมการเกิดโพรงอากาศของใบจักรเรือ..... 30	

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
3.2 แสดง การเกิดโพรงอากาศในห้องปฏิบัติการ.....	30
3.3 แสดง Propeller Model ติดตั้งใน Water Tunnel Lab.	31
3.4 กราฟแสดง ประสิทธิภาพ Single-stage Single-entry	39
3.5 แสดง ค่าการเลือก Inlet number (ϵ).....	41
3.6 แสดง กราฟ specific speed (σ).....	43
3.7 แสดง กราฟความสัมพันธ์ specific speed, blade width, diameter.....	44
4.1 แสดง การวัดระยะสำคัญต่างๆ บริเวณโครงสร้างใบจักร.....	47
4.2 แสดงแผนผัง Main Design Program	57
4.3 แสดงแผนผัง Design Program – 1	58
4.4 แสดงแผนผัง Design Program – Sub Program 1	59
4.5 แสดงแผนผัง Design Program – Sub Program 2	60
4.6 แสดงแผนผัง Design Program – Sub Program 3	60
4.7 กราฟแสดงจุด Match Point สำหรับการออกแบบใบจักร Type B3-20-50	61
4.8 แสดง Propeller Blade Model Scale Type B3-20-50	62
4.9 กราฟแสดงจุด Match Point สำหรับการออกแบบใบจักร Type B3-20-35	63
4.10 แสดง Propeller Blade Model Scale Type B3-20-35.....	63
4.11 กราฟแสดงจุด Match Point สำหรับการออกแบบใบจักร Type B3-30-50	64
4.12 แสดง Propeller Blade Model Scale Type B3-30-50	65
4.13 กราฟแสดงจุด Match Point สำหรับการออกแบบใบจักร Type B3-30-35	66
4.14 แสดง Propeller Blade Model Scale Type B3-30-35.....	66
4.15(a) แสดง ชุดทดลอง Water Tunnel แบบ flow visualization.....	67
4.15(b) แสดง Draft Drawing of Water Tunnel	67
4.15(c) แสดง Elevation of water Tunnel flow visualization	68
4.15(d) แสดง Side View of Sight-Glass	68
4.16 แสดง การติดตั้งชุดขับเคลื่อนใบจักร แบบเรือหาง.....	69
4.17 แสดง ตำแหน่งการเอียงตัวของใบจักร แบบเรือหาง.....	69
4.18 แสดง การไหลของกระแสน้ำที่ระดับต่างๆ ก่อนทำการทดสอบ.....	70
4.19 แสดง ชุดทดลองหาค่าแรงผลักดันน้ำของใบจักรด้วยตาซึ่งสปริง.....	70
4.20 แสดง ชุดกระบอกไฮดรอลิก รองรับการเคลื่อนตัวของเพลลาใบจักร	71
4.21 แสดง การติดตั้งชุด Sensor วัดค่าความเร็วกระแสน้ำ บนชุด Water Tunnel	71
4.22 แสดง เครื่องยนต์เรือ แบบเบนซิน 4 จังหวะ ฮอนด้า 13 แรงม้า จีเอ็กซ์ 390	73
4.23 แสดง ลักษณะเรือท้องแบน จำนวน 2 ลำ ที่ทำการทดสอบใบจักร	74

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
4.24 แสดง การเติมน้ำมันจากถ้วยตวงสเกล	75
4.25 แสดง การเปลี่ยนชุดใบจักรและเพลลาใบจักร	75
4.26 แสดง ตัวอย่างการเล่นเรือจากจุดเริ่มต้น ที่ความเร็วเดียวกัน (ขาไป)	76
4.27 แสดง ตัวอย่างการเล่นเรือเส้นชัย ที่ความเร็วเดียวกัน (ขากลับ)	76
5.1 (a) แสดงปรากฏการณ์ Tip vortices cavity และการเกิด Free surface ที่ความเร็วรอบ 630 rpm, Model type B3-20-50.....	79
5.1 (b) แสดงปรากฏการณ์ การพัฒนาตัวของฟองอากาศเป็น Sheet vortex cavity ที่ความเร็วรอบ 630 rpm, Model type B3-20-50.....	79
5.1 (c) แสดงปรากฏการณ์ cavitation และการเกิด Free surface ที่ความเร็วรอบ 630 rpm, Model type B3-20-50.....	79
5.2 (a) แสดงปรากฏการณ์ Tip vortices cavity และการเกิด Free surface ที่ความเร็วรอบ 830 rpm, Model type B3-20-50.....	80
5.2 (b) แสดงปรากฏการณ์ การพัฒนาตัวของฟองอากาศเป็น Sheet vortex cavity ที่ความเร็วรอบ 830 rpm, Model type B3-20-50.....	80
5.2 (c) แสดงปรากฏการณ์ cavitation และการเกิด Free surface ที่ความเร็วรอบ 830 rpm, Model type B3-20-50.....	80
5.3 (a) แสดงปรากฏการณ์ Tip vortices cavity และการเกิด Free surface ที่ความเร็วรอบ 630 rpm, Model type B3-20-35.....	81
5.3 (b) แสดงปรากฏการณ์ การพัฒนาตัวของฟองอากาศเป็น Sheet vortex cavity ที่ความเร็วรอบ 630 rpm, Model type B3-20-35.....	81
5.3 (c) แสดงปรากฏการณ์ cavitation และการเกิด Free surface ที่ความเร็วรอบ 630 rpm, Model type B3-20-35.....	81
5.4 (a) แสดงปรากฏการณ์ Tip vortices cavity และการเกิด Free surface ที่ความเร็วรอบ 830 rpm, Model type B3-20-35.....	82
5.4 (b) แสดงปรากฏการณ์ การพัฒนาตัวของฟองอากาศเป็น Sheet vortex cavity ที่ความเร็วรอบ 830 rpm, Model type B3-20-35.....	82
5.4 (c) แสดงปรากฏการณ์ cavitation และการเกิด Free surface ที่ความเร็วรอบ 830 rpm, Model type B3-20-35.....	82
5.5 (a) แสดงปรากฏการณ์ Tip vortices cavity และการเกิด Free surface ที่ความเร็วรอบ 630 rpm, Model type B3-30-35.....	83
5.5 (b) แสดงปรากฏการณ์ การพัฒนาตัวของฟองอากาศเป็น Sheet vortex cavity ที่ความเร็วรอบ 630 rpm, Model type B3-30-35.....	83

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
5.5 (c) แสดงปรากฏการณ์ cavitation และการเกิด Free surface ที่ความเร็วรอบ 630 rpm, Model type B3-30-35.....	83
5.6 (a) แสดงปรากฏการณ์ Tip vortices cavity และการเกิด Free surface ที่ความเร็วรอบ 830 rpm, Model type B3-30-35.....	84
5.6 (b) แสดงปรากฏการณ์ การพัฒนาตัวของฟองอากาศเป็น Sheet vortex cavity ที่ความเร็วรอบ 830 rpm, Model type B3-30-50.....	84
5.6 (c) แสดงปรากฏการณ์ cavitation และการเกิด Free surface ที่ความเร็วรอบ 830 rpm, Model type B3-30-50.....	84
5.7 (a) แสดงปรากฏการณ์ Tip vortices cavity และการเกิด Free surface ที่ความเร็วรอบ 630 rpm, Model type B3-30-50.....	85
5.7 (b) แสดงปรากฏการณ์ การพัฒนาตัวของฟองอากาศเป็น Sheet vortex cavity ที่ความเร็วรอบ 630 rpm, Model type B3-30-50.....	85
5.7 (c) แสดงปรากฏการณ์ cavitation และการเกิด Free surface ที่ความเร็วรอบ 630 rpm, Model type B3-30-50.....	85
5.8 (a) แสดงปรากฏการณ์ Tip vortices cavity และการเกิด Free surface ที่ความเร็วรอบ 830 rpm, Model type B3-30-50.....	86
5.8 (b) แสดงปรากฏการณ์ การพัฒนาตัวของฟองอากาศเป็น Sheet vortex cavity ที่ความเร็วรอบ 830 rpm, Model type B3-30-50.....	86
5.8 (c) แสดงปรากฏการณ์ cavitation และการเกิด Free surface ที่ความเร็วรอบ 830 rpm, Model type B3-30-50.....	86
5.9 แสดง The computational domain of Model Type B3-20-50.....	88
5.10(a) แสดงผลการจำลองพฤติกรรมเกิดการยุบตัวของผิวน้ำในการเกิดโพรงอากาศ โดย Xflow	89
5.10(b) แสดงผลการทดลองพฤติกรรมเกิดการยุบตัวของผิวน้ำในการเกิดโพรงอากาศ.....	89
5.11 แสดงปรากฏการณ์การแตกตัวของโพรงอากาศที่หมุนวนบริเวณปลายใบ ในระยะจมน 50 ซม. (แสดงภาพการหมุนด้านหน้าใบ) โดยโปรแกรม Xflow ของใบจักร รุ่น B3-20-50.....	90
5.12 แสดง ปรากฏการณ์การแตกตัวของโพรงอากาศที่หมุนวนบริเวณปลายใบ ในระยะจมน 50 ซม. (แสดงภาพการหมุนด้านหลังใบ) โดยโปรแกรม Xflow ของใบจักร รุ่น B3-20-50.....	90
5.13 กราฟแสดง ผลการทดสอบอัตราการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิงจำนวน 1 ลิตร ต่อระยะทาง...	96
ง-1 แสดง Open water characteristics.....	137
ง-2 แสดง อิทธิพลของตัวเรือต่อการไหล.....	138
ง-3 แสดง ผลการไหลจากการไหลที่ไม่มีความหนืด.....	138

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
ง-4 แสดง ผลของการไหลจากการไหลที่มีความหนืด.....	139
ง-5 แสดง การเปลี่ยนแปลงความดันบริเวณระนาบใบจักร.....	140
ง-6 แสดง เวกเตอร์ของแรง.....	142
ง-7. แสดง กราฟ $K_T - K_Q - J$	146
ง-8. แสดง Disk Actuator Theory.....	147
ง-9. แสดง Vector ของแรง.....	151
ง-10. แสดง การกระจายความดันบนใบที่มีมุมปะทะ.....	152
ง-11. แสดง แรงยกเทียบกับมุมปะทะ.....	153
ง-12. แสดง Model ปีกด้วย Vortex.....	157
ง-13 แสดง มุมปะทะบนปีก.....	158
ง-14. แสดง หน้าตัด Foil 2 มิติในของไหลที่มีความเร็ว.....	162
ง-15. แสดง มุมปะทะที่เป็นบวก.....	164
ง-16. แสดง มุมปะทะที่เป็นลบ.....	165
ง-17. แสดง เวกเตอร์แรงและมุมปะทะ.....	166
ง-18. แสดง โพรงอากาศส่งผลต่อสมรรถนะใบจักร.....	168
ง-19. แสดง เวกเตอร์ความเร็ว.....	171

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความสำคัญและที่มาของปัญหา

จากปัจจุบันการเกษตรด้านประมงประสบปัญหาต่างๆ มากขึ้น ไม่ว่าจะเป็นปริมาณปลาที่ลดลง พื้นที่การทำประมงที่ห่างฝั่งมากขึ้น ค่าแรงงานที่สูงขึ้น ราคาน้ำมันที่สูงขึ้น ราคาอะไหล่ที่ต้องนำเข้าจากต่างประเทศ การเปิดเสรีทางการค้าในปี 2558 ฯลฯ ซึ่งปัญหาหนึ่งที่สังเกตเห็น คือ อะไหล่ที่ต้องนำเข้าจากต่างประเทศ และแนวโน้มราคาพลังงานที่สูงขึ้น ซึ่งทั้งหมดเป็นราคาต้นทุนในการประกอบกิจการที่สูง จากการที่ได้ทำการศึกษากรณีใบจักรเรือประมงในประเทศไทย พบว่าปัจจุบันยังไม่ได้มาตรฐาน ประสิทธิภาพต่ำ และกระบวนการผลิตภายในประเทศจะอยู่ในรูปประสบการณ์ของแต่ละโรงงาน ที่หล่อใบจักร ซึ่งยังไม่เป็นที่ยอมรับของต่างประเทศ จากการศึกษาเบื้องต้นพบว่าใบจักรที่ออกแบบมาได้ไม่ดี จะเป็นตัวทำให้ความเร็วของตัวเรือลดลง ในขณะที่เดียวกันจะมีผลทางอ้อมกับการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิงในการขับเคลื่อนเรือเพื่อให้ได้ความเร็วตามต้องการ

แนวทางหนึ่งในการแก้ปัญหาภาคประมง คือ การน้อมนำพระราชบัญญัติเศรษฐกิจพอเพียง และศาสตร์ของแผ่นดิน มาปรับใช้กับภาคเกษตรประมง โดยเริ่มจากสิ่งเล็กๆ ที่กลุ่มคนหมู่มากต้องใช้ แล้วนำมาพัฒนาปรับปรุงให้มีคุณภาพ ประสิทธิภาพดีขึ้น แล้วค่อยๆ ขยายไปสู่สิ่งใหญ่ๆ หรือจะกล่าวว่าเป็นการเริ่มจากเล็กไปใหญ่ โดยคำนึงถึงประโยชน์ส่วนรวมเป็นสำคัญเพื่อให้เกิดความยั่งยืน ซึ่งในหลายๆ มิติของปัญหา ที่เกิดขึ้น ไม่ว่าจะเป็นปัญหาจากเศรษฐกิจปากท้อง สภาพความเป็นอยู่ สุขอนามัยตลอดถึงสุขภาพทางจิตใจ สภาพสิ่งแวดล้อมทั้งบนบก และในทะเล ปัญหาการค้ามนุษย์ ปัญหาการส่งออกไปยัง EU ซึ่งนำมาสู่ปัญหาในการวิจัยครั้งนี้

จากการที่ผู้วิจัยได้ลงเก็บข้อมูลภาคสนาม (อ้างถึงภาคผนวก ค.) พบว่ากลุ่มประมงชายฝั่ง กลุ่มประมงพื้นบ้าน ยังใช้เรือหางยาว หรือเรือเครื่องความเร็วรอบต่ำ และใช้ใบจักรขนาด 2 ปีก ซึ่งมีขนาดตั้งแต่ 15 นิ้ว – 19 นิ้ว (ขึ้นอยู่กับความนิยมของแต่ละท้องถิ่น และความชำนาญของโรงหล่อใบจักรในท้องถิ่น) มาใช้ในการขับเคลื่อนเรือ จากการเก็บข้อมูลทำให้ทราบว่าภายหลังจากการติดตั้งใบจักรเรือเข้ากับเรือประมงของตนเองแล้ว (เรือไม่วิ่ง” ภาษาถิ่น”) ต้องให้ช่างเรือทำการเหลาใบจักร หรือ”การตบใบ” จนกว่าเจ้าของเรือจะรู้สึกพึงพอใจกับความเร็วเรือที่ทำได้ ผู้วิจัยเล็งเห็นว่าน่าจะเป็นปัญหาลูกโซ่ต่อชาวประมงเอง อันเนื่องมาจาก กำลังที่เครื่องยนต์จ่ายให้ระบบขับเคลื่อน กับผลลัพธ์ของการขับเคลื่อนที่ได้ประสิทธิภาพต่ำ การสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง ขนาดเครื่องยนต์ ฯลฯ ผู้วิจัยจึงนำเสนอการออกแบบใบจักรใหม่ให้มีคุณภาพ และประสิทธิภาพที่ดีขึ้นกว่าเดิม และลดปัญหาทางเทคนิคในการตกแต่งใบจักรลง อันเนื่องมาจากการออกแบบที่พิจารณาจากตัวแปรของกำลังเครื่องยนต์ ขนาดไม่เกิน 10 แรงม้า ที่ความเร็วสูงสุดไม่เกิน 10 Knots (จากห้องปฏิบัติการ)

1.2 ความจำเป็นในการดำเนินงานวิจัย

จากการศึกษาและรวบรวมข้อมูลพบว่า ผลกระทบภาคเกษตรด้านการประมงในประเทศไทย เป็นกลุ่มที่ไม่ค่อยได้รับความสนใจในการแก้ปัญหาอย่างบูรณาการ อีกทั้งองค์ความรู้ในด้านอุตสาหกรรมต่อเรือภายในประเทศค่อนข้างมีอย่างจำกัด ผู้วิจัยได้เล็งเห็นถึงความจำเป็นเร่งด่วนในการแก้ไขปัญหาดังกล่าว ไม่ว่าจะเป็นกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ทั้งการจัดทำแผน และแนวทางในการพัฒนา เพื่อให้ภาคเกษตรประมง มีศักยภาพเพียงพอในการแข่งขันใน AEC, EU ต่อไป ซึ่งสามารถจำแนกประเด็นปัญหาได้ดังนี้

1. ปัญหาจากปัจจัยที่จะมาช่วยพัฒนาขีดความสามารถในภาคประมง และอุตสาหกรรมที่เกี่ยวข้อง
2. ปัญหาจากการกำหนดนโยบายและความช่วยเหลือจากภาครัฐ
3. ปัญหาจากการขาดความรู้ความสามารถของผู้ประกอบการ
4. ปัญหาจากการขาดความร่วมมือของแต่ละหน่วยงานที่รวมตัวกัน
5. ปัญหาจากการขาดการสนับสนุนขององค์กร/สมาคม
6. ปัญหาจากการขาดการสนับสนุนของหน่วยงานเฉพาะทาง/สถาบันการศึกษา
7. ปัญหาจากการขาดความร่วมมือ ความตื่นตัว และการริเริ่มของผู้ประกอบการเอกชน ต่อการพัฒนาอุตสาหกรรมเรือประมงไทย
8. ปัญหาจากการขาดการสนับสนุนงบประมาณที่เพียงพอ และบทบาทของภาคอุตสาหกรรมประมงใน AEC
9. ปัญหาจากการขาดความร่วมมือกันในการวิจัย พัฒนา และออกแบบ ซึ่งเป็นอุปสรรคสำคัญ อันเกิดจากความหวาดระแวงซึ่งกันและกัน, ความไม่เข้าใจในเรื่องการพัฒนา-วิจัย, การไม่ได้รับการสนับสนุนจากหน่วยงานรัฐ และความไม่ชัดเจนของหน่วยงานภาครัฐ/เอกชน

จากข้อมูลที่ได้ทำการศึกษาเบื้องต้นมานั้น พบว่าใบจักรที่มีการนำเข้าจากต่างประเทศเป็นการออกแบบมาใช้กับภูมิประเทศของผู้ผลิตเองส่วนหนึ่ง และเป็นการออกแบบมาสำหรับเรือประเภทนั้นๆ ไม่สามารถนำไปใช้กับเรืออื่นได้ซึ่งถ้ามีการนำไปใช้ก็ส่งผลให้ประสิทธิภาพของตัวใบจักร และตัวเรือลดลง อีกทั้งใบจักรที่นำเข้ามาจากต่างประเทศพบว่าบางอย่างเป็นการสิ้นเปลืองโดยไม่จำเป็น อีกทั้งใบจักรเรือที่นำเข้ามาจากต่างประเทศเมื่อนำมาใช้กับเรือประมงภายในประเทศ เช่น เรือหางยาว (เรือประมงชายฝั่ง) พบว่าการออกแบบยังไม่ค่อยเหมาะสมมากนัก อันเนื่องมาจากโครงสร้างตัวเรือของประเทศไทย กับของต่างประเทศมีลักษณะที่แตกต่างกันอย่างเห็นได้ชัดเจน เช่น รูปทรงตัวเรือ น้ำหนักตัวเรือ ลักษณะท้องเรือ และท้ายเรือ การตัดคลื่น ฯลฯ ซึ่งหลักการที่นำเสนอจะเป็นรูปของการออกแบบใบจักรให้เหมาะสม กับลักษณะของเรือภายในประเทศ และลักษณะของลูกคลื่นที่กระทำต่อตัวเรือ โดยตลอดระยะเวลาเกือบ 15 ปีที่ผ่านมาที่ผู้วิจัยได้อยู่ในวงการอุตสาหกรรมเรือไทย (กรมอุทหาเรือ) พบว่าอุตสาหกรรมเรือประมงไทย ไม่มีการพัฒนา ยังคงอยู่กับที่ เมื่อเทียบกับต่างประเทศ และมีแนวโน้มที่จะชะลอตัวเนื่องจากปัญหาราคาน้ำมันที่มีความผันผวน และมีแนวโน้มสูงขึ้น และยังเมื่อมีการเปิดเสรีทางการค้าในวันที่ 1 มกราคม พ.ศ. 2558 แล้ว ถ้ายังไม่มีการพัฒนาในด้านนี้โอกาสที่จะแข่งขันกับต่างประเทศก็จะยากลำบากขึ้น

เป็นที่ทราบกันดีในวงการวิศวกรรมต่อเรือว่า มีองค์ประกอบหลัก 3 อย่างมีอิทธิพลอย่างมากต่อสมรรถนะในการเดินเรือ คือ 1. โครงสร้างตัวเรือ 2. เครื่องยนต์ 3. ใบจักร ซึ่งปัจจัยที่ไม่สามารถควบคุมได้ก็คือ เครื่องยนต์เรือ ซึ่งขึ้นอยู่กับ นวัตกรรมของผู้ผลิต แต่อีก 2 ส่วนที่ สามารถควบคุมได้ คือ โครงสร้างตัวเรือ และใบจักรเรือ

การปรับเปลี่ยนโครงสร้างตัวเรือให้มีสมรรถนะที่สูงขึ้น คงเป็นเรื่องที่ต้องใช้เวลาในการพัฒนา และศึกษาวิจัยอีกมาก ซึ่งประเทศไทย ไม่ว่าจะเป็นภาคอุตสาหกรรม หน่วยงานภาครัฐ หรือสถานศึกษาไทย ยังขาดศักยภาพในเรื่องดังกล่าว อีกทั้งยังขาดงบประมาณในการพัฒนาองค์ความรู้ อุปกรณ์เครื่องมือ ชุดเครื่องมือวัดต่างๆ (Instrument) หรือ ห้องแล็บปฏิบัติการ แต่องค์ประกอบหนึ่งที่แนวโน้มในการพัฒนาให้มีประสิทธิภาพสูงขึ้น เพื่อช่วยให้เรือประมงมีสมรรถนะที่ดีขึ้นโดยใช้งบประมาณในการวิจัยพัฒนา น้อยกว่าองค์ประกอบด้านอื่น นั่นคือ **“ใบจักรเรือ (Blade Propeller)”**

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้สำหรับใช้ในงานเพื่อการศึกษาค้นคว้า ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1.3 วัตถุประสงค์ของงานวิจัย

1. เพื่อพัฒนาใบจักรเรือประมงน้ำตื้นในปัจจุบัน ให้มีประสิทธิภาพดีขึ้น
2. เพื่อศึกษาการเกิดโพรงอากาศของใบจักรเรือด้วยวิธีการทดลองภายใต้สถานการณ์ที่กำหนดไว้ในขอบเขตงานวิจัย
3. เพื่อศึกษาผลจากการทดลองเทียบกับผลจากการจำลอง (Simulation) ด้วยโปรแกรม ANSYS และ โปรแกรม Xflow

1.4 สมมติฐานของงานวิจัย

1. พื้นผิวใบจักรที่ใช้ในการออกแบบถือว่าเรียบ ไม่มีความขรุขระ

1.5 ขอบเขตของงานวิจัย

1. ออกแบบใบจักรเรือประมงน้ำตื้น และเรือประมงชายฝั่ง ความเร็วไม่เกิน 10 Knots (น็อต)
2. ออกแบบใบจักรเรือประมงน้ำตื้น และเรือประมงชายฝั่ง ชนิด 3 ปีก
3. ออกแบบใบจักรเรือประมงน้ำตื้น และเรือประมงชายฝั่ง ชนิด 3 ปีก ที่อัตราส่วนเนื้อที่คลี่แบน ที่ 0.35 และ ที่ 0.50
4. สังเกตพฤติกรรมการเกิดโพรงอากาศ และเปรียบเทียบกับใบจักรชนิด 2 ปีกที่นิยมใช้ในปัจจุบัน
5. นำเสนอหลักการออกแบบรูปทรงใบจักรโดยวิธี Vortex lattice lifting method และ Lifting surface method แบบ One dimension vortex
6. ค่ามุมเอน (Rake Angle) ของใบจักรชนิด 3 ใบ ที่ 20 องศา และ 30 องศา ซึ่งนิยมใช้ในกลุ่มประมงชายฝั่ง (เรือหางยาว) และประมงน้ำตื้น
7. พื้นที่พื้นผิวคลี่แบนหรืออัตราส่วนเนื้อที่คลี่แบน (Developed area) ของใบจักรชนิด 3 ใบ ที่ 0.50 (ปีกกว้าง) และ 0.35 (ปีกแคบ) ซึ่งนิยมใช้ในกลุ่มประมงชายฝั่ง (เรือหางยาว) และประมงน้ำตื้น
8. ความเร็วรอบของการหมุนของเพลใบจักรไม่เกิน 1200 rpm ที่ระยะจมลึกจากผิวน้ำไม่เกิน 0.50 เมตร กำลังเครื่องยนต์ ขนาดไม่เกิน 10 แรงม้า

1.6 ลักษณะของงานวิจัยโดยย่อ

ผู้วิจัยได้ทำการศึกษาด้านการออกแบบใบจักรเรือมาเป็นระยะเวลาหลายปีพบว่าประสิทธิภาพใบจักรเรือที่ใช้อยู่ในปัจจุบันเมื่อเทียบกับกำลังที่ได้ต่อกำลังทางกลมีประสิทธิภาพค่อนข้างต่ำโดยอยู่ที่ 39-42% (โดยประมาณ) ซึ่งทางผู้วิจัยได้ทำการศึกษาออกแบบใบจักรเรือใหม่ให้มีความเหมาะสมกับลักษณะตัวเรือ ประเภทของเรือ โดยเบื้องต้นจะมุ่งเน้นในกลุ่มเรือประมงชายฝั่ง (เรือเครื่องหางยาว) และ กลุ่มเรือประมงน้ำตื้น เช่น เรือเบ็ดราว เรืออวนปู เรืออวนกุ้ง เรืออวนหมึก เรืออวนติดตา ฯลฯ ซึ่งมีประมาณ 19,374 ลำ (ข้อมูลกรมประมง จำนวนเรือที่จดทะเบียนฯ การมีไว้ในครอบครองซึ่งเครื่องมือทำการประมง ปี 2544) และข้อมูลกรมประมงล่าสุด มีจำนวนเรือที่ขอขึ้นทะเบียนถูกต้องตามกฎหมาย 57,141 ลำ ณ เดือนสิงหาคม 2558 (ที่มา: <http://www.fisheries.go.th/>) ซึ่งจากปัญหาดังกล่าวทำให้ ผู้วิจัยเล็งเห็นว่า

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ความเสียหายจากการสิ้นเปลืองพลังงาน (น้ำมันเชื้อเพลิง, น้ำมันเครื่อง) ส่งผลให้เกิดการสูญเสียเป็นอย่างมาก ในภาคเกษตรประมง

ในการวิจัยในครั้งนี้ผู้วิจัยจะได้แบ่งงานวิจัยเป็น 3 ส่วน คือ ส่วนแรกทำการออกแบบใบจักรเรือประมงใหม่ เป็นใบจักรชนิด 3 ปีก พิจารณาที่มุม 20 และ 30 ดังตารางฯ

ตารางที่ 1.1 แสดงกลุ่มตัวอย่างการออกแบบ Model Blades

กลุ่มใบจักร (ใบ)	Developed Area (A-Blade)	Angle (degree)
3	50	20
3	35	20
3	50	30
3	35	30

รวมจำนวน 4 ชุด(พวง) ทั้งนี้หลักการและเหตุผลที่ใช้ในการกำหนดขนาดและจำนวนใบรวมทั้งข้อมูลจำเพาะต่างๆ ของใบจักรกล่าวไว้ในบทต่อไป โดยจะทำการหล่อใบจักรที่ โรงหล่อแสงทอง/โรงหล่อแสงเงิน ซึ่งข้อมูลอยู่ภายใต้ความร่วมมือในโครงการพัฒนานักวิจัยสู่อุตสาหกรรมของ สำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัย (สกว.พวอ) รหัสโครงการ PHD.5610078

ส่วนที่สอง จะดำเนินการทดลอง และทดสอบใบจักรเรือในห้องปฏิบัติการอุโมงค์น้ำแบบเปิด (Water Tunnel) ณ. ห้องปฏิบัติการ วิทยาลัยเทคโนโลยีและอุตสาหกรรมการต่อเรือนครศรีธรรมราช กรมอาชีวะ

ส่วนที่สาม จะดำเนินการติดตั้งกับเรือประมงจริง โดยจะทำการทดลอง และทดสอบกับ กลุ่มประมงพื้นบ้านปราณบุรี จ.ประจวบคีรีขันธ์ กลุ่มประมงพื้นบ้านทะเลน้อย จ.พัทลุง กลุ่มประมงพื้นบ้านปากพนัง ตก จ. นครศรีธรรมราช

1.7 ระเบียบวิธีวิจัย

1.7.1 วิธีดำเนินงาน

1. ใช้มาตรฐาน N.A.C.A.-16 (National Advisory Committee for Aeronautics, Washington, USA) ซึ่งเป็นแบบของปีกใบจักรที่ใช้กันมากในปัจจุบัน โดยมีอยู่ด้วยกัน 2 แบบ คือ Type-A (แบบ A) และ Type-B (แบบ B)

1.1 Type-A (แบบ A) เป็นใบจักรปลายปีกแคบใช้กับเรือที่มีแรงผลักดัน (Thrust) น้อย ไม่เกิดโพรงอากาศ (Cavitation) เพราะจะทำให้ประสิทธิภาพของใบจักรตก

1.2 Type-B (แบบ B) เป็นใบจักรปลายปีกกว้างใช้กับเรือที่มีแรงผลักดัน (Thrust) สูง ในขณะที่ใบจักรทำงานอาจเกิดโพรงอากาศ (Cavitation) ได้แต่ไม่ทำให้ประสิทธิภาพของใบจักรตก การระบุใบจักรตามมาตรฐาน NACA จะกำหนดเป็น A4.60 หรือ B3.50 โดยมีความหมายดังนี้

I. ตัวแรก เป็นแบบของใบจักร คือ แบบ A หรือ แบบ B

II. ตัวที่สอง เป็นจำนวนปีกใบจักร คือ 3 ใบ หรือ 4 ใบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารทสวชนวสสำหรับกรเชงงานเพอการศกษาแทนน ไมอนุญาตให้นำไปใชประยชนดานการค้ำไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

III. ตัวที่สาม เป็นอัตราส่วนเนื้อที่คลี่แบน (Developed Area Ratio: D.A.R.)

2. วิเคราะห์ค่า C_L (สัมประสิทธิ์แรงยก), C_D (สัมประสิทธิ์แรงดูดตั้ง) ที่ ความเร็ว และ กำลังของมอเตอร์ ขนาดไม่เกิน 10 แรงม้า

3. ดำเนินการทดลองในห้องปฏิบัติการ Water Tunnel เพื่อ ศึกษาปรากฏการณ์การเกิดโพรงอากาศในเบื้องต้น

4. ทำการตรวจสอบสมรรถนะ ด้านต่างๆ ได้แก่ Thrust, Velocity, Cavitation ด้วยเทคนิคด้านพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ

5. ดำเนินการทดลอง และทดสอบโดยการติดตั้งจริงกับเรือประมง โดยความร่วมมือของ กลุ่มเรือประมงพื้นบ้าน

1.7.2 ขั้นตอนงานต่างๆ ของงานวิจัย

ผู้วิจัยได้ดำเนินการแยกงานโครงการวิจัยออกเป็น 4 ส่วน ดังนี้ คือ

1. ส่วนงานออกแบบ และงานหล่อแบบ (Drawing Design & Casting Material)
2. ส่วนการติดตั้ง และทดสอบในห้องปฏิบัติการ (Lab. Water Tunnel)
3. ส่วนการวิเคราะห์ด้วยเทคนิคพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ
4. ส่วนการติดตั้ง และทดสอบในภาคสนาม (Workshop & Field Training)

ขั้นการดำเนินงาน (Step Manage)	รายละเอียดงาน (Job Description)	หมายเหตุ (Remark)
ส่วนที่หนึ่ง งานออกแบบ และงานหล่อแบบ (Drawing Design & Casting Material)	- คำนวณ และ ออกแบบใบจักรจำนวน 4 ชุด ดังนี้ B3-20-50, B3-20-35, B3-30-50, B3-30-35 - โปรแกรม คำนวณ Optimum Design	- งานหล่อแบบใบจักรได้ ประสานให้ กรมอุทกหารเรือ กองทัพเรือ เป็นผู้ดำเนินการหล่อแบบเพื่อแจกจ่ายให้กับภาคประมง
ส่วนที่สอง การติดตั้งและทดสอบในห้องปฏิบัติการ (Lab. Water Tunnel)	- ดำเนินการทดสอบในห้องปฏิบัติการทางวิศวกรรมทางทะเล (Marine Lab.) เพื่อวิเคราะห์การเกิดโพรงอากาศในเบื้องต้น ของใบจักรขนาด 6 - 8 นิ้ว (Visualization of cavitation on 6-8 ins. Model propeller) - ดำเนินการทดสอบพื้นผิวหน้าสัมผัสของใบจักร โดยการตรวจพินิจด้วยตา	

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ขั้นการดำเนินงาน (Step Manage)	รายละเอียดงาน (Job Description)	หมายเหตุ (Remark)
	เปล่า (inspection of the blade surface by visual eye check.)	
ส่วนที่สาม การวิเคราะห์ด้วยเทคนิคพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณและ ไฟไนต์อีลิเมนต์	<ul style="list-style-type: none"> - ทำการเปรียบเทียบสมรรถนะใบจักรที่ออกแบบใหม่กับใบจักรแบบเดิมในย่านการทำงานที่กำหนดไว้ในขอบเขตของการวิจัย - ดำเนินการจำลองผลกระทบของโพรงอากาศต่อ สมรรถนะ (Effect of cavitation on the performance of a series of 6-8 in. propeller) และความแข็งแรง 	
ส่วนที่สี่ การติดตั้งและทดสอบในภาคสนาม (Workshop & Field Training)	<ul style="list-style-type: none"> - ดำเนินการติดตั้งและทดสอบในกลุ่มเรือประมงน้ำตื้น ความยาวเรือไม่เกิน 3 วา - ดำเนินการติดตั้งและทดสอบในกลุ่มเรือประมงชายฝั่ง ความยาวเรือไม่เกิน 6 เมตร 	<ul style="list-style-type: none"> - ทดสอบที่ จ.ชลบุรี - ทดสอบที่ จังหวัดประจวบคีรีขันธ์ - ทดสอบที่ จังหวัดนครศรีธรรมราช

1.8 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับการยอมรับของสังคมต่อการดำเนินการวิจัย

จากปัญหาและความจำเป็นเชิงนโยบายและแผนพัฒนาที่คาดว่าจะได้รับการแก้ไขจากงานวิจัยนี้จะเป็นประโยชน์ต่อภาคอุตสาหกรรมประมงโดยรวม ดังนี้

ปัญหาและความจำเป็น	ผลที่คาดว่าจะได้รับการแก้ปัญหา
- ปัญหาจากปัจจัยที่จะมาช่วยพัฒนาขีดความสามารถในภาคประมงและอุตสาหกรรมที่เกี่ยวข้อง	- จากปัญหาดังกล่าวจะช่วยให้มีการพัฒนาใบจักรเรือประมงใหม่ ซึ่งช่วยลดการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิง ซึ่งส่งผลกระทบต่ออุตสาหกรรมประมงเอง
- ปัญหาจากการกำหนดนโยบายและความช่วยเหลือจากภาครัฐ	- คาดว่าจะได้รับความร่วมมือจากภาคประมงในการกำหนดกรอบการทำประมง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ปัญหาและความจำเป็น	ผลที่คาดว่าจะได้รับการแก้ปัญหา
- ปัญหาจากการขาดความรู้ความสามารถของผู้ประกอบการ	- คาดว่าจะได้มีการนำองค์ความรู้ใหม่ ไปสู่การอบรมให้กับผู้ประกอบการเพื่อเพิ่มขีดความสามารถในการแข่งขันในระดับ AEC ต่อไป
- ปัญหาจากการขาดความร่วมมือของแต่ละหน่วยงานที่รวมตัวกัน	- คาดว่าจากการพัฒนาขีดความสามารถเรือประมงไทยให้มีสมรรถนะสูงขึ้น ก็จะส่งผลให้แต่ละหน่วยงานให้ความสนใจในการเข้าร่วม และ มีการรวมตัวกันมากขึ้นเพื่อให้อำนาจในการต่อรองเชิงพาณิชย์ได้สูงขึ้น
- ปัญหาจากการขาดการสนับสนุนขององค์กร/สมาคม	- คาดว่าน่าจะได้รับการสนับสนุนการองค์การท้องถิ่น และ/หรือ สมาคมต่างๆ มากขึ้น เพื่อพัฒนาไปสู่ มิติในด้านอื่นๆ เช่น การท่องเที่ยวเชิงนิเวศน์ ฯลฯ
- ปัญหาจากการขาดการสนับสนุนของหน่วยงานเฉพาะทาง/สถาบันการศึกษา	- คาดว่าจะได้รับการสนับสนุนร่วมมือในการถ่ายทอดองค์ความรู้เพื่อนำไปสู่การพัฒนาต่อยอดต่อไปในอนาคต
- ปัญหาจากการขาดความร่วมมือ ความตื่นตัว และการริเริ่มของผู้ประกอบการเอกชน ต่อการพัฒนาอุตสาหกรรมเรือประมงไทย	- คาดว่าจะส่งผลกระทบต่อภาคเอกชน และชาวประมง ตลอดถึงอุตสาหกรรมต่อเรือไทย ในการร่วมมือ เพื่อพัฒนาขีดความสามารถทางประมงให้สูงขึ้น
- ปัญหาจากการขาดการสนับสนุนงบประมาณที่เพียงพอ และ บทบาทของภาคอุตสาหกรรมประมงใน AEC และ EU	- คาดว่าจะได้รับการสนับสนุนงบประมาณในแต่ละมิติมากขึ้น เพื่อเพิ่มศักยภาพในการแข่งขันในตลาด AEC และ EU
- ปัญหาจากการขาดความร่วมมือกันในโครงการวิจัย พัฒนา และออกแบบ ซึ่งเป็นอุปสรรคสำคัญอันเกิดจาก ความหวาดระแวงซึ่งกันและกัน, ความไม่เข้าใจในเรื่องการพัฒนาวิจัย, การไม่ได้รับการสนับสนุนจากหน่วยงานรัฐ และ ความไม่ชัดเจนของหน่วยงานภาครัฐ/เอกชน	- คาดว่าน่าจะได้รับการความร่วมมือมากขึ้นทั้งในภาคประมง เอกชน อุตสาหกรรม ตลอดถึงหน่วยงานการศึกษาเพื่อพัฒนาต่อยอดให้แข่งขันกับนานาชาติได้ต่อไป

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1.9 ประโยชน์ต่อการยอมรับของสังคมต่องานวิจัย

จากการลงวิจัยในภาคสนาม ได้รับการตอบรับจากภาคประมงเป็นอย่างดีมาก (ดูแบบประเมินภาคผนวก) ซึ่งเป็นการตอบโจทย์ได้ตรงกับความต้องการของประชาชนชาวประมง โดยเฉพาะกลุ่มประมงพื้นบ้านที่เข้าร่วมโครงการวิจัย ได้ร้องขอให้หน่วยงานที่เกี่ยวข้องให้ดำเนินการผลิตใบจักรเพื่อนำไปแจกจ่ายให้กับชาวประมงเพื่อเป็นต้นแบบ และในขณะเดียวกันก็ได้รับความร่วมมือ และตอบรับเป็นอย่างดีจากกลุ่มโรงหล่อที่เข้าร่วมโครงการ ในการพัฒนาใบจักรขนาดเล็ก และขนาดกลาง โดยความเห็นร่วมกันในการพัฒนาใบจักรของโรงหล่อให้มีประสิทธิภาพดีขึ้น เพื่อช่วยเหลือและส่งเสริม เกษตรกรด้านประมง และยังเป็นการตอบโจทย์ผู้วิจัยเองด้วยในการพัฒนาต่อยอดองค์ความรู้ด้านวิชาการ และความร่วมมือกับอุตสาหกรรม SME ให้สามารถแข่งขันกับตลาดทุนได้ในระดับหนึ่ง ซึ่งประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับการดำเนินการวิจัย มีดังต่อไปนี้

1.9.1 ประโยชน์ด้านวิชาการ

1. ได้พัฒนาองค์ความรู้ (Known How) ให้เป็นไปตามมาตรฐานการออกแบบสากล
2. ทำการศึกษาเทคนิคมาตรฐาน N.A.C.A. (National Advisory Committee for Aeronautics, Washington, USA) ซึ่งเป็นแบบของปีกใบจักรที่ใช้กันมากในปัจจุบัน เพื่อต่อยอดองค์ความรู้ในการพัฒนา ออกแบบ สำหรับกลุ่มเรือค้า (เรือเชิงพาณิชย์) ต่อไปในอนาคต
3. ผลจากการวิเคราะห์ด้วยวิธี CFD จะช่วยทำนายพฤติกรรมการเกิดโพรงอากาศของใบจักร ซึ่งช่วยลดเวลาในการทำการทดลอง และลดค่าใช้จ่ายลง

1.9.2 ประโยชน์ด้านอุตสาหกรรม และการพาณิชย์

1. สามารถพัฒนาองค์ความรู้ (Know How) เพื่อใช้ในการออกแบบใบจักรเรือสำหรับเรือค้า (เรือเดินทะเล) ต่อไป
2. สามารถพัฒนาองค์ความรู้ (Know How) ในการออกแบบเครื่องผันน้ำ สำหรับแก้ปัญหาน้ำท่วม
3. สามารถพัฒนาองค์ความรู้ (Know How) ในการออกแบบเครื่องสูบน้ำพญานาค ให้มีประสิทธิภาพสูงขึ้น

1.9.3 ประโยชน์เชิงเศรษฐศาสตร์

1. ส่งเสริมอุตสาหกรรม SME เพื่อให้สามารถแข่งขันกับประเทศในอาเซียนได้ อันเนื่องมาจากการเปิดเสรีทางการค้าในปี 2558
2. ลดการนำเข้าอุปกรณ์ใบจักรจากต่างประเทศ
3. เพิ่มประสิทธิภาพความเร็วของตัวเรือ อันเนื่องมาจากใบจักรได้ถูกออกแบบให้เหมาะสมกับเรือประเภทนั้นๆ
4. ลดการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิง กล่าวคือ ในปัจจุบันราคาน้ำมันดีเซล และดีเซลเขียว มีราคาสูง และแนวโน้มที่จะสูงขึ้นอีก ซึ่งเป็นการเพิ่มต้นทุนให้กับอุตสาหกรรมประมงทั้งหมดและส่งผลกระทบต่อเป็นลูกโซ่ในวงกว้าง ซึ่งปัจจุบันใบจักรเรือประมงภายในประเทศเกือบทั้งหมดเป็นใบจักรแบบเก่าเป็นผลให้ประสิทธิภาพของใบจักรต่ำซึ่งทำให้เครื่องยนต์เรือต้องใช้อัตราเร่งที่สูงขึ้นเพื่อ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาค้นคว้าเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ทำความเร็ว และกำลังให้ได้ตามต้องการ เป็นผลให้เกิดการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิงสูงตามไปด้วย ดังนั้นถ้าการออกแบบเป็นไปตามมาตรฐานจะช่วยทำให้ประสิทธิภาพของใบจักรสูงขึ้นซึ่งส่งผลให้อัตราเร่งของเครื่องยนต์ในการที่จะทำความเร็วของเรือต่ำลง เป็นผลให้ลดการใช้ น้ำมันเชื้อเพลิงลง

5. ผลจากองค์ความรู้ที่ได้ศึกษาวิจัย จะนำไปสู่การพัฒนาในอุตสาหกรรมการต่อเรือ และทดสอบในห้องปฏิบัติการทางทะเล (Lab. Water Tunnel และ Lab. Towing Tank) ณ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ เพื่อออกใบรับรอง (Certificate) ได้ในอนาคต

1.9.4 ประโยชน์เชิงสังคม

1. ส่งเสริมกลุ่มอุตสาหกรรม SME ให้สามารถแข่งขันกับประเทศในอาเซียนได้อันเนื่องมาจากการเปิดเสรีทางการค้า AEC ในปี 2558
2. ผลจากการลดการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิงทำให้ชาวประมงประหยัดเงินตราลงส่งผลให้ต้นทุนในการดำเนินการลดลง ซึ่งจะเป็นลูกโซ่ให้สินค้ามีราคาถูกลงสามารถที่จะแข่งขันในตลาดได้
3. พัฒนาอุตสาหกรรมทางเรือและการออกแบบให้ได้มาตรฐานซึ่งเป็นการสร้างงานและรายได้ในอนาคต
4. เพื่อความสามารถในการพึ่งพาตนเองของกลุ่มอุตสาหกรรมเรือประมง
5. พัฒนาองค์ความรู้และเผยแพร่ให้กลุ่มอุตสาหกรรมต่อเรือ ให้มีความสามารถแข่งขันกับตลาดต่างประเทศได้ อันเป็นผลมาจากการเปิดเสรีทางการค้า AEC ในปี 2558

1.9.5 ประโยชน์ที่มีต่อการอนุรักษ์พลังงาน

1. ลดปริมาณการใช้ น้ำมันเชื้อเพลิงอันเนื่องมาจากประสิทธิภาพของใบจักรเรือประมงใหม่สูงกว่าประสิทธิภาพของใบจักรเรือประมงแบบเก่า
2. ลดปริมาณการใช้ น้ำมันเครื่องยนต์หล่อลื่นลง อันเป็นผลมาจากขนาดของเครื่องยนต์ที่เล็กลง
3. เพิ่มสมรรถนะความเร็วตัวเรือให้สูงขึ้น ทำให้ลดเวลาในการเดินทาง
4. ผลจากการลดการใช้ปริมาณน้ำมันเชื้อเพลิงทำให้ลดการสูญเสียเงินตราในการอุดหนุนน้ำมันเชื้อเพลิงในภาคเกษตรประมง

ตารางที่ 1.2 ประมาณการผลที่คาดหวังเพื่อลดการใช้พลังงานเชื้อเพลิงของเรือประมง ใน ปี พ.ศ. 2544

รายการ	จำนวน	หน่วย
เรือประมงน้ำตื้นที่ขึ้นทะเบียนเครื่องมือประมง (ปี พ.ศ. 2544)	19,374	ลำ
เครื่องยนต์ขนาด 5-150 HPs. คิดเฉลี่ยใช้น้ำมันต่อวันขั้นต่ำ (ลิตร)	10	ลิตร
เพราะฉะนั้นเรือประมงใช้น้ำมันต่อวัน (ขั้นต่ำ)	193,740	ลิตร
คิดที่ ต่อเดือน	30	วัน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รายการ	จำนวน	หน่วย
เพราะฉะนั้นเรือประมงใช้น้ำมันต่อเดือน (ขั้นต่ำ)	5,812,200	ลิตร
คิดที่ ต่อปี	365	วัน
เพราะฉะนั้นเรือประมงใช้น้ำมันต่อปี (ขั้นต่ำ)	70,715,100	ลิตร
คิดราคาน้ำมันดีเซลในปัจจุบันที่ไม่ได้รับการอุดหนุน	29.79	บาท
เพราะฉะนั้นราคาน้ำมันต่อปี	2,106,602,829.00	บาท
ใบจักรใหม่ลดการสิ้นเปลืองน้ำมันลงขั้นต่ำ 10 %	10%	%
ฉะนั้นภาคประมงลดการใช้น้ำมันเชื้อเพลิงลงต่อปีประมาณ	210,660,282.90	บาท

ที่มา: ข้อมูลเรือประมงน้ำตื้นที่ขึ้นทะเบียนเครื่องมือประมง, กรมประมง ณ เดือน กันยายน พ.ศ.2544 (<http://www.fisheries.go.th/>)

ตารางที่ 1.3 ประมาณการผลที่คาดหวังเพื่อลดการใช้พลังงานเชื้อเพลิงของเรือประมง ใน ปี พ.ศ. 2558

รายการ	จำนวน	หน่วย
เรือประมงน้ำตื้นที่ขึ้นทะเบียนเครื่องมือประมง (ปี พ.ศ. 2558)	57,141	ลำ
เครื่องยนต์ขนาด 5-150 HPs. คิดเฉลี่ยใช้น้ำมันต่อวันขั้นต่ำ (ลิตร)	10	ลิตร
เพราะฉะนั้นเรือประมงใช้น้ำมันต่อวัน (ขั้นต่ำ)	571,410	ลิตร
คิดที่ ต่อเดือน	30	วัน
เพราะฉะนั้นเรือประมงใช้น้ำมันต่อเดือน (ขั้นต่ำ)	17,142,300	ลิตร
คิดที่ ต่อปี	365	วัน
เพราะฉะนั้นเรือประมงใช้น้ำมันต่อปี (ขั้นต่ำ)	6,256,939,500	ลิตร
คิดราคาน้ำมันดีเซลในปัจจุบันที่ไม่ได้รับการอุดหนุน	29.79	บาท
เพราะฉะนั้นราคาน้ำมันต่อปี	$1.863942277 \times 10^{11}$	บาท
ใบจักรใหม่ลดการสิ้นเปลืองน้ำมันลงขั้นต่ำ 10 %	10%	%
ฉะนั้นภาคประมงลดการใช้น้ำมันเชื้อเพลิงลงต่อปีประมาณ	18,639,422,770.00	บาท

ที่มา: ข้อมูลเรือประมงน้ำตื้นที่ขึ้นทะเบียนเครื่องมือประมง, กรมประมง ณ เดือน สิงหาคม พ.ศ.2558 (<http://www.fisheries.go.th/>)

1.9.6 ประโยชน์ที่มีต่อการอนุรักษ์สิ่งแวดล้อม

1. ลดมลพิษทางน้ำ กล่าวคือ ในปัจจุบันเรือประมงที่ออกหาทรัพยากรทางทะเล จะมีการปล่อยคราบน้ำมันลงสู่ผิวน้ำ เมื่อมีการลดการใช้น้ำมันเชื้อเพลิง ลดการใช้น้ำมันเครื่องยนต์หล่อลื่น ก็

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ส่งผลให้ปริมาณการปล่อยของเสียดังกล่าวลดน้อยลง และยังเป็นการรักษามลพิษทางน้ำให้เป็นไปตามมาตรฐาน IMO (International Marine Organization)

2. ลดมลพิษทางเสียง กล่าวคือ ผลจากการลดปริมาณการใช้น้ำมันเชื้อเพลิงส่งผลให้ขนาดของเครื่องยนต์มีขนาดเล็กลง ดังนั้น ความดังเสียงเครื่องยนต์ก็จะน้อยลง
3. ลดมลพิษทางอากาศ กล่าวคือ เมื่อมีการใช้ปริมาณน้ำมันเชื้อเพลิงลดลง ปริมาณก๊าซคาร์บอนที่ปล่อยออกก็มีปริมาณน้อยลงด้วยเช่นกัน
4. ลดความเสียหายทางทรัพยากรทางทะเล กล่าวคือ เมื่อเลือกใช้ขนาดใบจักรเรือประมงให้เหมาะสมกับตัวเรือโดยเฉพาะเรือประมงชายฝั่ง (เรือเครื่องหางยาว) ทำให้การกดลงของก้านหางเรือไม่ลึกจนเกินไป ส่งผลให้ตัวใบจักรไม่ทำลายปะการังในทะเล ซึ่งเป็นแหล่งอาหาร และที่อยู่อาศัยของสัตว์ทะเล ไม่ทำลายสัตว์น้ำ เช่น กุ้งก้ามกาม ปู ปลาพะยูน ปลาโลมา ฯลฯ



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 2

วรรณกรรมปริทัศน์

การออกแบบและพัฒนาใบจักรเรือประมงชายฝั่ง และเรือประมงน้ำตื้น (เรือเครื่องหางยาว) ในประเทศไทย ยังนิยมใช้เครื่องยนต์ความเร็วรอบต่ำ ซึ่งในปัจจุบันประเทศไทยยังไม่มี งานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับด้านนี้ ซึ่งเมื่อเทียบกับต่างประเทศ ซึ่งเป็นงานวิจัยใบจักรเรือเดินสมุทร เพื่อการพาณิชย์ โดยเป็นใบพัดขนาดตั้งแต่ 4 ใบพัดขึ้นไป และมีการพัฒนาให้มีประสิทธิภาพสูงขึ้น การสิ้นเปลืองพลังงานลดลง ซึ่งจากการที่ผู้วิจัยได้ Literature Review ผลงานวิจัยจากต่างประเทศ พบว่าได้รับการสนับสนุนจากหน่วยงานทั้งภาครัฐ และเอกชน

ซึ่งเป็นที่ทราบกันดีว่าประเทศไทยเป็นประเทศเกษตรกรรม ยังคงการผลิต และกระบวนการผลิตในรูปแบบดั้งเดิม ขาดการสนับสนุนที่เป็นรูปธรรม ขาดการวางแผนกระบวนการผลิต ทั้งจากภาครัฐ เอกชน และส่วนสำคัญคือ การสนับสนุนจากสถานศึกษาที่มีความพร้อมในด้านวิชาการและนักวิจัย ซึ่งเป็นที่น่าเสียดาย และเป็นโอกาสเสียโอกาส ของเกษตรกร โดยเฉพาะอย่างยิ่ง เกษตรกรด้านประมง ซึ่งเป็นที่ประจักษ์แล้วว่าได้มีการปล่อยปละละเลย (อ้างอิงจาก หัวข้อ 1.1 ความสำคัญและที่มาของปัญหา บทที่ 1) ทั้งที่มีหน่วยงานภาครัฐหลายหน่วยงานที่มีขีดความสามารถในการส่งเสริม สนับสนุน พัฒนากระบวนการผลิต และการผลิต ให้เป็นหลักสากล ไม่ใช่ปล่อยให้มีการทำลายทรัพยากรทางทะเลที่รุนแรง จนนำไปสู่ปัญหาในระดับนานาชาติ เช่น การขึ้นบัญชีดำจาก EU เป็นต้น

เป็นที่ทราบกันดีอยู่แล้วว่า เมื่อวันที่ 21 เมษายน 2558 ที่ผ่านมา กลุ่มสหภาพยุโรป (EU) ได้ให้ใบเหลืองเตือนไทยอย่างเป็นทางการ (ที่มา: <https://www.scbeic.com>) เนื่องจากไทยไม่มีการแก้ไขปัญหอย่างเป็นรูปธรรมในเรื่องการทำประมงผิดกฎหมายหรือ IUU Fishing (Illegal Unreported and Unregulated fishing) ที่สอดคล้องกับหลักกฎหมายสากล หลักสนธิสัญญา โดย องค์การสหประชาชาติ (United Nations: UN) และองค์การอาหารและเกษตรแห่งสหประชาชาติ (Food and Agriculture Organization: FAO) ได้เริ่มดำเนินการในเรื่องนี้อย่างจริงจังและเป็นรูปธรรม มีการบัญญัติกฎหมาย ภาวะเทียบ มาตรการและแผนปฏิบัติการออกมาเพื่อบังคับใช้ และเป็นแนวทางให้ประเทศสมาชิกนำไปปฏิบัติ โดยมีเป้าหมายสำคัญ คือ การอนุรักษ์และการจัดการทรัพยากรสิ่งมีชีวิตทางทะเลให้มีการใช้ประโยชน์อย่างยั่งยืน และการป้องกัน ยับยั้ง และขจัดการทำประมงที่ผิดกฎหมาย ขาดการรายงาน และไร้การควบคุม (IUU Fishing) โดยตราสารดังกล่าวมีทั้งที่เป็นสนธิสัญญา (มีผลบังคับทางกฎหมาย) และมิใช่สนธิสัญญา (มาตรการความร่วมมือที่แต่ละประเทศนำไปใช้ตามความสมัครใจ) ที่สำคัญ คือ

- อนุสัญญาสหประชาชาติว่าด้วยกฎหมายทะเล (United Nations Convention on the Law of the Sea, 1982: UNCLOS 1982) ประเทศสมาชิกองค์การสหประชาชาติ (UN) ได้ร่วมกันบัญญัติขึ้นเพื่อใช้เป็นกฎหมายและแม่บทที่ประเทศทั้งหลายในโลกจะได้ถือปฏิบัติในประเด็นต่างๆ ที่เกี่ยวกับทะเลและมหาสมุทร เช่น เรื่องอาณาเขตทางทะเล ทั้งทางด้านกายภาพและเขตอำนาจของรัฐชายฝั่ง การบริหารจัดการและอนุรักษ์สิ่งมีชีวิตในเขตทะเลหลวง (High Seas) การแสวงประโยชน์ในพื้นที่กันทะเลระหว่างประเทศ และการระงับกรณีพิพาทระหว่างประเทศเกี่ยวกับทะเล เป็นต้น อนุสัญญาฯ กฎหมายทะเล (UNCLOS 1982) มีผลบังคับใช้เมื่อวันที่ 16 พฤศจิกายน 2537 หลังจากที่ประเทศภาคีของสหประชาชาติประเทศที่ 60 ได้ให้สัตยาบันในอนุสัญญาฯ

เอกสารนี้เป็นเอกสารทบทวนวิชาสำหรับนักเรียนเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- จรรยาบรรณว่าด้วยการทำประมงอย่างรับผิดชอบ (FAOs Code of Conduct for Responsible Fisheries: CCRF) เป็นข้อตกลงที่ประเทศสมาชิกองค์การอาหารและเกษตรแห่งสหประชาชาติ (FAO) ให้การรับรองเมื่อปี พ.ศ. 2538 หลักการสำคัญของ CCRF คือ กำหนดหลักเกณฑ์และมาตรการเกี่ยวกับการอนุรักษ์ การจัดการและการพัฒนาการประมงที่ครอบคลุมกิจกรรมการทำประมงในทุกสาขา เช่น การทำการประมง การพัฒนาการเพาะเลี้ยงสัตว์น้ำ กระบวนการแปรรูปสินค้าสัตว์น้ำและผลิตภัณฑ์สัตว์น้ำ การวิจัยทางการประมง และการบูรณาการ การทำประมงกับการจัดการพื้นที่ชายฝั่งโดยคำนึงถึงระบบนิเวศ และความหลากหลายทางชีวภาพ รวมทั้งให้ความสำคัญในด้านความเป็นอยู่ ความมั่นคงทางอาหาร เศรษฐกิจ สังคม สิ่งแวดล้อม จารีตประเพณีที่เกี่ยวข้องกับการทำประมง และการใช้ประโยชน์จากทรัพยากรของผู้มีส่วนได้ส่วนเสีย ทั้งนี้ CCRF ไม่มีผลบังคับใช้เป็นกฎหมายระหว่างประเทศ แต่เป็นมาตรการความร่วมมือที่ให้ประเทศสมาชิก FAO นำไปใช้เป็นแนวทางในการบริหารจัดการด้านการประมงของตนตามความสมัครใจ

- แผนปฏิบัติการสากลว่าด้วยการป้องกัน ลด และเลิกการทำประมงที่ผิดกฎหมาย ขาดการรายงาน และไร้การควบคุม (FAOs International Plan of Action on Prevent, Deter and Eliminate Illegal, Unreported and Unregulated Fishing: IPOA-IUU) องค์การอาหารและเกษตรแห่งสหประชาชาติ (FAO) จัดทำขึ้นเมื่อปี พ.ศ. 2544 เพื่อให้ประเทศสมาชิกลำดับไปใช้เป็นแนวทางอ้างอิงในการจัดทำแผนปฏิบัติการระดับชาติของตน (National Plan of Action to Prevent, Deter and Eliminate Illegal Unreported and Unregulated fishing: NPOA-IUU) สำคัญสำคัญของ IPOA-IUU คือ การกำหนดมาตรการในการดำเนินการเพื่อป้องกันและต่อต้านการทำประมงที่ผิดกฎหมาย (IUU fishing) ของรัฐเจ้าของธง (Flag State) รัฐเจ้าของท่าเรือ (Port State) รัฐชายฝั่ง (Coastal State) และมาตรการที่เกี่ยวข้องในด้านการค้าระหว่างประเทศ (Internationally Agreed Marketing - Related Measures) ที่สอดคล้องกับอนุสัญญาฯ กฎหมายทะเล (UNCLOS 1982) ทั้งนี้ IPOA-IUU ไม่มีผลบังคับใช้เป็นกฎหมายระหว่างประเทศ แต่เป็นมาตรการความร่วมมือที่ให้ประเทศสมาชิก FAO นำไปใช้เป็นแนวทางในการบริหารจัดการด้านการประมงของตนตามความสมัครใจเช่นเดียวกับ CCRF

นอกจากนี้ยังมีตราสารระหว่างประเทศที่เกี่ยวข้องกับการป้องกัน ยับยั้งและจัดการทำประมง IUU อีกหลายฉบับ ซึ่งส่วนใหญ่จะมีหลักการอ้างอิงจากอนุสัญญาฯ กฎหมายทะเล (UNCLOS 1982) เช่น ความตกลงว่าด้วยการจัดตั้งคณะกรรมการทูน่าแห่งมหาสมุทรอินเดีย พ.ศ. 2536 (Agreement for the Establishment of the Indian Ocean Tuna Commission, 1993) (ประเทศไทยเข้าร่วมเป็นภาคีสมาชิกเมื่อปี พ.ศ. 2540) แผนปฏิบัติการสากลว่าด้วยการจัดการความสามารถในการจับปลา (FAOs International Plan of Action on Management of Fishing Capacity: IPOA-CAPACITY) และแผนปฏิบัติการสากลว่าด้วยการอนุรักษ์นกทะเลจากการทำประมงเบ็ดราว (FAOs International Plan of Action on Conservation of Seabird in Long-line Fishing: IPOA-SEABIRDS) เป็นต้น โดยประเด็นที่ถูกจับตามากเป็นพิเศษคือ การทำประมงโดยไม่ได้รับอนุญาตหรือใช้เครื่องมือจับปลาที่ผิดกฎหมาย และปัญหาการใช้แรงงานทาส โดยการได้รับใบเหลืองจาก EU ในครั้งนี้ เป็นสิ่งที่กระตุ้นให้ไทยต้องเร่งแก้ไขปัญหานี้อุตสาหกรรมประมง มิฉะนั้นอาจต้องเผชิญกับการถูกระงับการนำเข้าอาหารทะเลของไทยจาก EU โดยอีไอซีมองว่า ในกรณีที่ EU ระงับการนำเข้าอาหารทะเลจากไทย อุตสาหกรรมประมงไทยจะสูญเสียรายได้จากการส่งออกประมาณ 200 ล้านดอลลาร์สหรัฐฯ หรือในกรณีเลวร้ายสุดอาจสูงถึง 500 ล้านดอลลาร์สหรัฐฯ ซึ่งก่อนหน้านี้ไทยถูกปรับลดอันดับไปอยู่ใน Tier 3 จากรายงานสถานการณ์เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

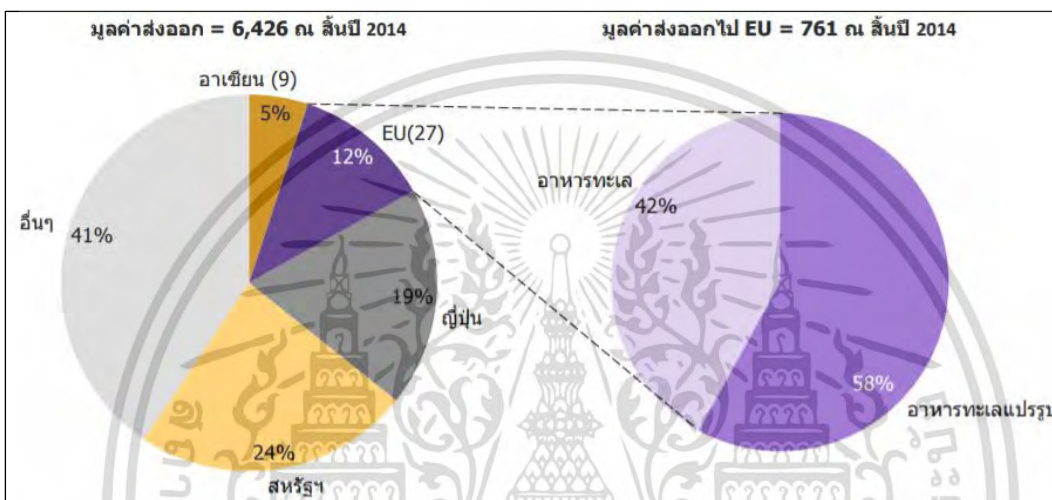
การค้ำมนุษย์ (US's Trafficking in Persons Report: TIP Report) ของสหรัฐฯ เมื่อเดือนมิถุนายน 2014 โดยการให้ใบเหลือง หรือประกาศเตือนอย่างเป็นทางการของ EU ในครั้งนี้ มีความแตกต่างจากการลดอันดับใน TIP Report ของสหรัฐฯ เนื่องจาก TIP Report เป็นเครื่องมือทางการทูตที่ใช้ผลักดันให้รัฐบาลของประเทศต่างๆ แก้ไขปัญหาการค้ามนุษย์ แต่ไม่มีมาตรการตอบโต้ทางการค้า (Trade Sanction) ใดๆ ในขณะที่กฎระเบียบ IUU ของ EU ถูกสร้างขึ้นเพื่อช่วยขจัดปัญหาการทำประมงผิดกฎหมาย, ไร่การรายงาน และไร่การควบคุม (IUU Fishing) โดยเฉพาะ

โดยเพิ่มมาตรการคว่ำบาตรการนำเข้าอาหารทะเลจากประเทศที่เพิกเฉยต่อการแก้ไขปัญหา IUU fishing เข้าไป ทั้งนี้ EU มองว่าประเทศไทยไม่ได้แสดงถึงความพยายามอย่างจริงจังและเป็นรูปธรรมต่อการขจัดปัญหาดังกล่าวอย่างเพียงพอ จึงให้ใบเหลืองแก่ไทยเพื่อเป็นการตักเตือนอย่างเป็นทางการเมื่อเดือนเมษายน 2015 ที่ผ่านมา ผลที่ตามมาคือ ไทยจะมีเวลา 6 เดือนในการแก้ไขปัญหาดังกล่าวเพื่อหลีกเลี่ยงการถูกคว่ำบาตรการนำเข้าอาหารทะเลจาก EU โดยจะมีการตรวจสอบและประเมินความคืบหน้าของปัญหาดังกล่าวอีกครั้งในเดือนตุลาคม 2015 ที่จะถึงนี้ โดยประเด็นสำคัญของ IUU fishing คือประเด็นสาเหตุที่ทำให้ทรัพยากรสัตว์น้ำมีปริมาณลดลง และทำให้ผู้ที่ทำประมงอย่างถูกกฎหมายต้องเสียเปรียบ อีกทั้งยังทำลายระบบนิเวศน์และทำให้ชุมชนชายฝั่งอ่อนแอลง ทั้งนี้ จากข้อมูลพบว่าผลิตภัณฑ์อาหารทะเลทั่วโลกที่มาจาก IUU Fishing มีปริมาณสูงถึง 11 - 26 ล้านตันต่อปี คิดเป็น 15% ของปริมาณผลิตภัณฑ์อาหารทะเลทั้งหมด หรือคิดเป็นมูลค่ากว่า 10,000 ล้านดอลลาร์สหรัฐฯ ซึ่ง EU ในฐานะผู้นำเข้าอาหารรายใหญ่ของโลกจึงตั้งกฎระเบียบขึ้น เมื่อวันที่ 1 มกราคม 2011 เพื่อป้องกัน ขจัด และขัดขวาง IUU Fishing ให้หมดสิ้นไป โดยได้ขอความร่วมมือจากรัฐบาลประเทศต่างๆ ตลอดจนผู้มีส่วนเกี่ยวข้องเพื่อผลักดันให้ทุกฝ่ายปฏิบัติตามข้อตกลงด้านการประมงทั้งของในประเทศนั้นๆ และข้อตกลงสากล ทั้งนี้ กฎระเบียบ IUU ครอบคลุมถึงเรือประมงในทุกสัญชาติทุกประเภท และทุกน่านน้ำ ที่มีการเดินเรือและเพื่อให้บรรลุวัตถุประสงค์ดังกล่าว EU จึงได้กำหนดให้ต้องมีการชี้แจงถึงแหล่งที่มาและความถูกต้องทางกฎหมายของการทำประมง และจำแนกกลุ่มประเทศที่เกี่ยวข้องออกเป็น 3 กลุ่ม คือ (1) กลุ่มที่ไม่เกี่ยวข้องกับ IUU Fishing (2) กลุ่มประเทศที่ได้รับ "ใบเหลือง" ตักเตือนให้มีการปรับปรุงแก้ไข (3) กลุ่มประเทศที่ได้รับ "ใบแดง" ซึ่งจะโดนคว่ำบาตรการนำเข้าสินค้าประมง โดยในปี 2014 ประเทศไทยถือเป็นผู้ส่งออกสินค้าประมงรายใหญ่นับเป็นอันดับ 3 ของโลก โดยมูลค่าการส่งออกปลา กุ้ง ปลาหมึก และอาหารทะเลแปรรูปไปยัง EU สูงถึงราว 700 ล้านดอลลาร์สหรัฐฯ ต่อปี (คิดเป็น 12 % ของมูลค่าการส่งออกสินค้าประมงโดยรวมของไทย) ทั้งนี้ กว่า 58 % ของผลิตภัณฑ์ประมงที่ไทยส่งออกไปยัง EU เป็นอาหารสำเร็จรูปหรืออาหารกระป๋องโดยส่วนใหญ่เป็นทูน่ากระป๋องและกุ้งแปรรูป อย่างไรก็ตามภายใต้เงื่อนไขแรงจูงนี้รัฐบาลได้ดำเนินการจัดตั้ง ศูนย์บัญชาการการแก้ไขปัญหาการทำประมงผิดกฎหมาย (ศปมผ.) เพื่อแก้ไขปัญหาการประมงที่ผิดกฎหมายในประเทศไทย อีกทั้งยังมีการจัดตั้งศูนย์ควบคุมการแจ้งเรือเข้า-ออก หรือ port-in-port-out จำนวน 28 แห่งในจังหวัดชายทะเลทั่วประเทศเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพในการตรวจตราและตรวจสอบ รวมถึงควบคุมเรือประมงที่มีระวางบรรทุกมากกว่า 30 ตันกรอส โดยเรือดังกล่าวต้องแจ้งข้อมูล อาทิ รหัสใบอนุญาต ชนิดเครื่องมือจับปลา และข้อมูลลูกเรือแก่ศูนย์ควบคุมภายใน 24 ชั่วโมงก่อนการเข้าหรือออกจากท่าเรือ นอกจากนี้ เมื่อวันที่ 1 กรกฎาคม 2559 รัฐบาลยังได้เริ่มใช้พระราชบัญญัติการประมงฉบับใหม่ ที่แก้ไขจากฉบับเดิมเมื่อปี 1947 โดยมีการปรับปรุงมาตรการควบคุมเรือเข้า-ออกและมีบทลงโทษผู้กระทำการประมงผิดกฎหมายอย่างเด็ดขาดมากขึ้น อาทิ การเพิ่มค่าปรับการประมงผิดกฎหมายเป็น 30 ล้านบาทจากเดิม 2 แสนบาท นอกจากการเคลื่อนไหวของภาครัฐแล้ว ภาคเอกชนและผู้ที่เกี่ยวข้องอื่นๆ ยังได้มีการรวมกลุ่มจัดตั้ง Task Force หรือกลุ่มทำงานเฉพาะกิจขึ้น

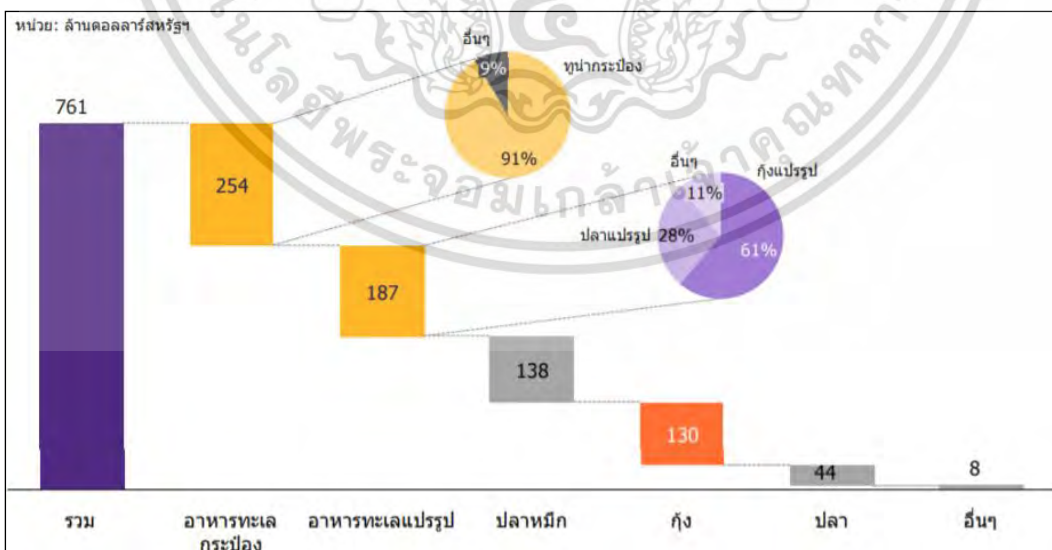
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับใช้ภายในเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่ออนุญาตให้เผยแพร่ไปยังประชาชนเป็นการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เพื่อสนับสนุนการแก้ไขปัญหาดังกล่าวโดยกลุ่มทำงานเฉพาะกิจประกอบด้วย ผู้ผลิต ตัวแทนจากหน่วยงานภาครัฐ องค์กรที่ไม่แสวงผลกำไร (NGOs) และผู้ค้าปลีกชั้นนำ อาทิ Costco, WM Morrison Supermarkets, Sodexo, เจริญโภคภัณฑ์อาหาร (CPF), ไทยยูเนี่ยนโฟรเซ่น (TUF), องค์กร Oxfam, และ Environmental Justice Foundation (EJF) เป็นต้น โดยผู้ผลิตเหล่านี้ได้ประกาศเลิกทำสัญญาและหยุดซื้อวัตถุดิบจากคู่ค้าที่ฝ่าฝืนพระราชบัญญัติการประมง 2558 หรือเกี่ยวข้องกับการค้ำมนุษย์ ซึ่งความร่วมมือดังกล่าวนี้ยังรวมถึงนโยบาย Shrimp Task Force ซึ่งผู้ประกอบการจะลดการใช้ปลาปนจากเรือประมงให้เหลือเพียง 10-20% และหันไปใช้ผลิตภัณฑ์ที่เหลือจากอุตสาหกรรมปลาทูน่าและซูริมีแทน



รูปที่ 2.1 แสดงกราฟมูลค่าการส่งออกอาหารทะเลของไทย ปี 2014 (หน่วย: ล้านดอลลาร์สหรัฐฯ) (ที่มา: การวิเคราะห์โดย EIC กระทรวงพาณิชย์, <https://www.scbeic.com>)



รูปที่ 2.2 แสดงกราฟมูลค่าการส่งออกอาหารทะเลของไทยไป EU ปี 2014 (ที่มา: การวิเคราะห์โดย EIC กระทรวงพาณิชย์, <https://www.scbeic.com>)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

อีกมิติหนึ่ง คือปัญหาด้านพลังงาน ซึ่งเป็นปัจจัยสำคัญในอนาคตในการกำหนดทิศทาง ทางเศรษฐกิจ และในมิติอื่นๆ เป็นที่ทราบกันดีอยู่แล้วว่าเรือประมงไทยส่วนใหญ่ใช้น้ำมันดีเซลเป็นเชื้อเพลิงหลักในการทำการประมง ซึ่งราคาน้ำมันเชื้อเพลิงในปัจจุบันมีแนวโน้มที่สูงขึ้น แต่ปริมาณน้ำมันในอนาคตที่มีอยู่อย่างจำกัด ซึ่งต่อไปจะส่งผลกระทบต่ออันรุนแรงแก่เกษตรกรด้านประมงไทย หรือแม้แต่ปัญหาด้านทรัพยากรทางทะเลเอง ไม่ว่าจะเป็นปริมาณปลาที่ลดลงในพื้นที่ประมงชายฝั่ง หรือพื้นที่ประมงน้ำตื้น และทำให้ต้องทำการหาปลาในพื้นที่ การทำประมงที่ห่างฝั่งมากขึ้น ค่าแรงงานที่สูงขึ้น ราคาน้ำมันที่สูงขึ้น ราคาอะไหล่ที่ต้องสั่งซื้อจากต่างประเทศ การเปิดเสรีทางการค้า (AEC) ในปี 2558 ฯลฯ ซึ่งทั้งหมดเป็นราคาต้นทุนในการประกอบการที่สูงขึ้น

จากที่ผู้วิจัยได้สรุปหลักสำคัญ ของการออกแบบเรือ ไว้ 3 ส่วน คือ ตัวเรือ เครื่องยนต์ ใบจักร ซึ่งจากการค้นคว้าข้อมูล และการแสวงหาคำความรู้ใหม่ในการออกแบบใบจักรเรือประมงที่เหมาะสมสำหรับใช้กับเรือประมงในประเทศไทยเพื่อให้มีประสิทธิภาพสูงขึ้น สามารถแข่งขันกับกลุ่มประเทศในอาเซียนได้ ทั้งยังเป็นการส่งเสริมให้กลุ่มอุตสาหกรรมที่เกี่ยวข้อง ไม่ว่าจะเป็นโรงหล่อใบจักร อยู่ต่อเรือ ได้รับการถ่ายทอดองค์ความรู้ เพื่อการพัฒนาผลิตภัณฑ์ของตนเองให้สูงขึ้น สำหรับการแข่งขันที่รุนแรงขึ้นในตลาดสากล นั้น ผู้วิจัยได้ Literature Review บทความวิชาการที่พอเทียบเคียงกับงานวิจัยของผู้วิจัยได้ ดังนี้

Erik van Wijngaarden และคณะ [50] ศึกษา กรณีการเกิดโพรงอากาศของใบจักรเรือบริเวณปลายปีก (Propeller Tip Vortex) และผลของเสียงและการสั่น กลางลำเรือ (Inboard Noise and Vibration) ของเรือความเร็วสูง และการทดลองเรือจำลอง (Model Scale) เพื่อพิจารณา เสียง และ การสั่นสะเทือน ที่ย่านความถี่ 20 - 70 Hz. ซึ่งพบว่า ขอบนำที่แข็ง (Leading Strongly) จะช่วยลด เสียง และระดับการสั่นสะเทือน ฮาร์โมนิกของความถี่ผ่านปีกใบจักร (Harmonics of the blade passage frequency: BPF) ดังรูปที่ 2.3(a), (b), (c)



รูปที่ 2.3(a) แสดง Cavitating tip vortices observed on a model scale propeller in open water.[50]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

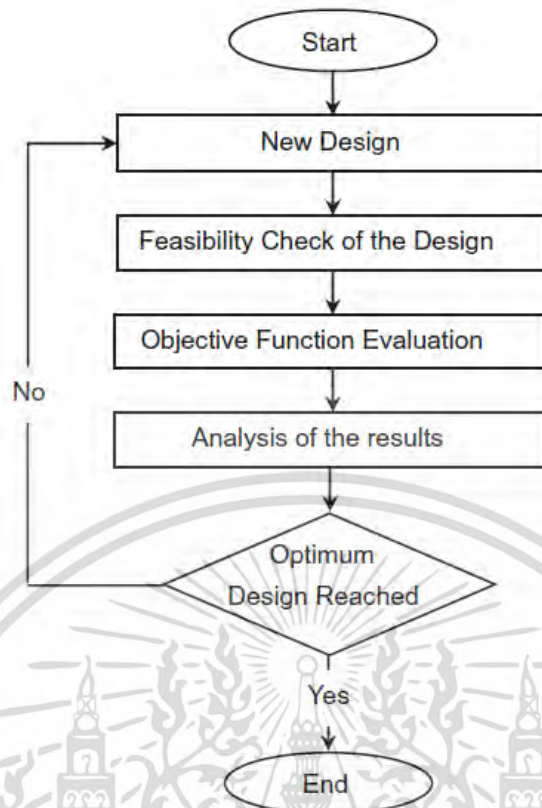


รูปที่ 2.3(b) แสดง Tip vortex cavity connected to a sheet cavity on a propeller scale model. [50]

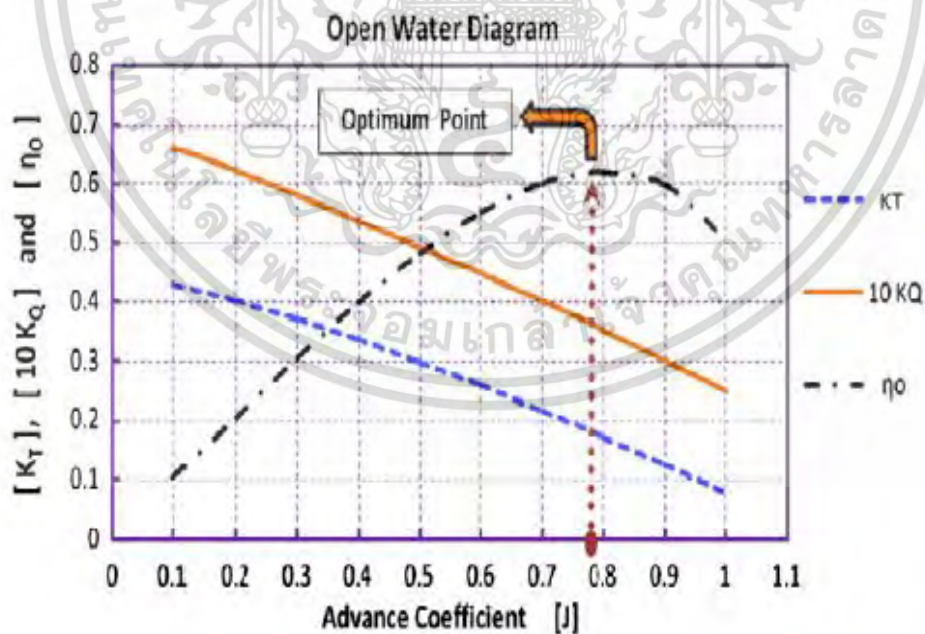


รูปที่ 2.3(c) แสดง Ring vortices around a cavitating tip vortex observed in a cavitation tunnel. [50]

M.M. Gaafary [51] ศึกษา กรณีวิธีการปฏิบัติสำหรับการออกแบบใบจักรเรือเดินทะเลชนิด 4 ใบพัด (Blades) ด้วย ชุด Series type propeller จำนวน 5 ชุด คือ Developed Area หรือ (Blade Area Ratio) $A_E/A_0=0.40$, $A_E/A_0=0.55$, $A_E/A_0=0.70$, $A_E/A_0=0.85$, $A_E/A_0=1.00$ พิจารณาที่มุมเดียว โดยข้อมูลการออกแบบดังแสดงในรูปที่ (2.3) สำหรับเรือความเร็ว (Ship Speed) 17.5 Knot, กำลัง 6,090 kW. โดยศึกษาค่าประสิทธิภาพ(Efficiency, η), สัมประสิทธิ์แรงผลัก(Thrust Coefficient, K_T), สัมประสิทธิ์แรงบิด (Torque Coefficient, K_Q) ที่ใบจักรสามารถทำได้ โดยใช้เทคนิค (Least Square Method, LSM) พบว่าใบจักรชนิด $A_E/A_0=0.55$ ให้ประสิทธิภาพสูงสุด ดังแสดงในรูปที่ 2.4(a), (b), (c). เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

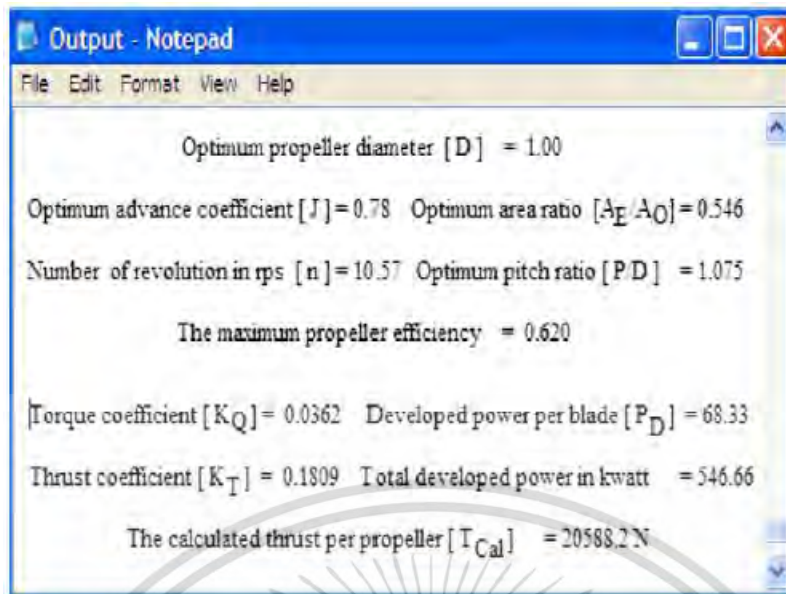


รูปที่ 2.4(a) แสดง Optimization model for constrained problems. [51]



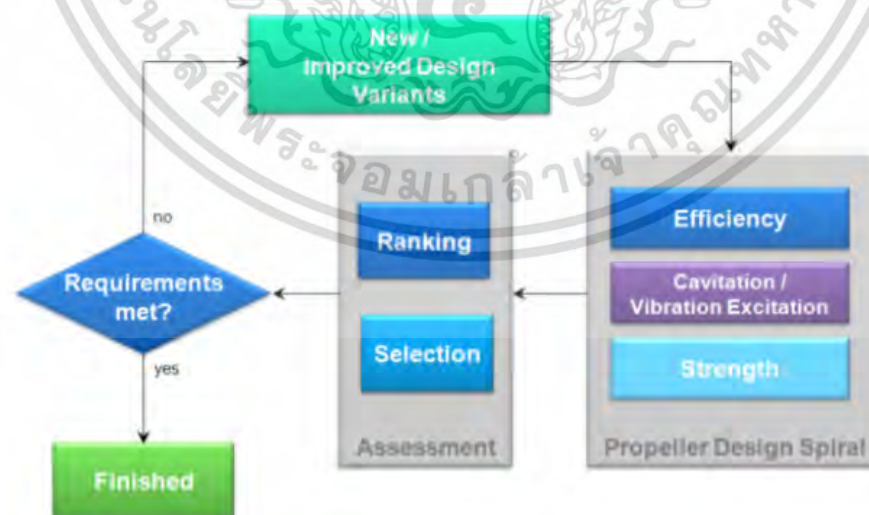
รูปที่ 2.4(b) แสดง Open water diagram. [51]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



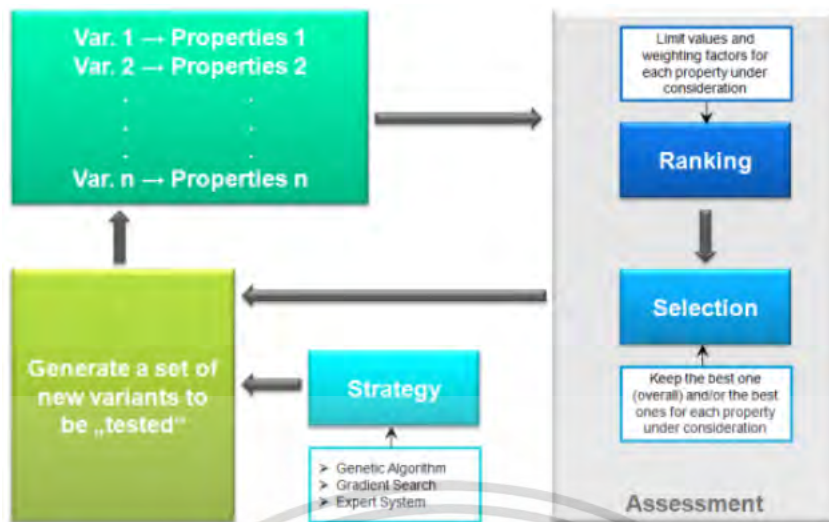
รูปที่ 2.4(c) แสดง Output results of the developed computer program. [51]

Eckhard Pracfke [52] ศึกษากรณีการออกแบบใบจักรเรือเดินทะเล ชนิด Spiral โดยใช้ CFD วิเคราะห์ผลการจำลอง โดยพิจารณาเปลี่ยน เส้นผ่านศูนย์กลางใบจักร (Propeller Diameter), Blade Load Distribution ว่ามีผลกระทบต่อ สัมประสิทธิ์แรงผลัก (Propulsive Coefficients) หรือไม่ โดยวิธี The Reynolds-Averaged Navier–Stokes Equations (RANS equations) โดย Fix ค่าตัวแปร (Parameters) ดังนี้ Design (Resistance, Quality of Wake Field), Machinery (Main Engine Power and Load Limit Curve, Gear Box Reduction Ratio, Shaft Diameter), Propeller (Size, Number of Blades) และ Clearances ดังแสดงในรูปที่ 2.5(a), (b)



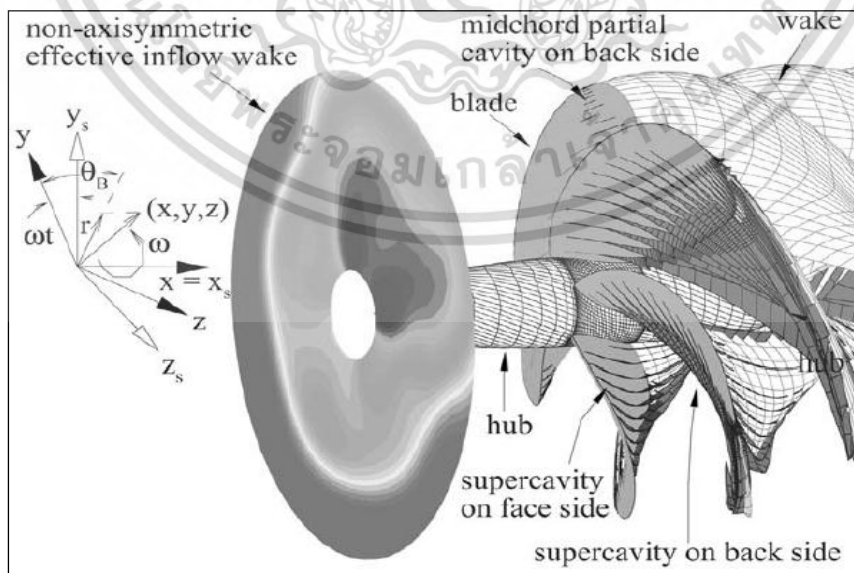
รูปที่ 2.5(a) แสดง Optimization Loop. [52]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



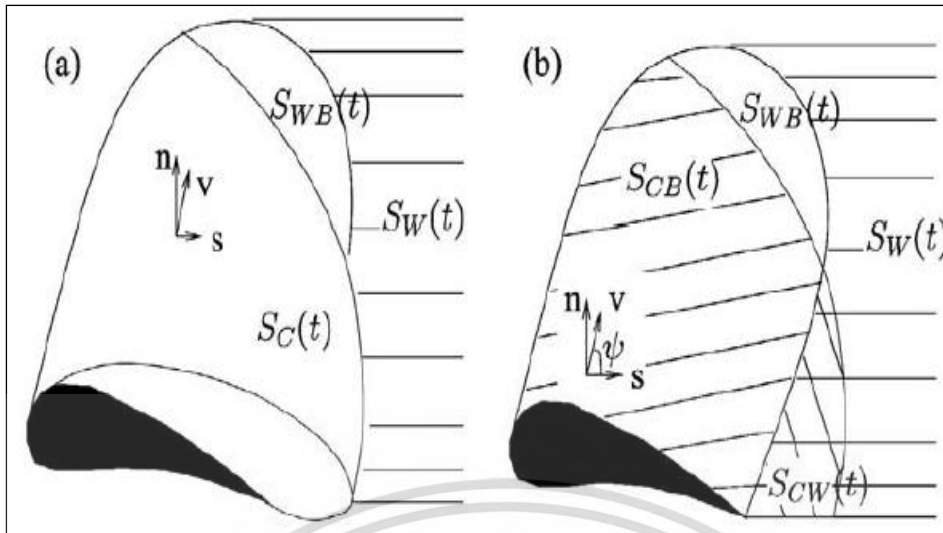
รูปที่ 2.5(b) แสดง Optimization Process. [52]

Spyros A. Kinnas และคณะ [53] ศึกษา เรื่องการสร้างแบบจำลองของการเกิดโพรงอากาศแบบแผ่นชนิดไม่คงที่ในใบจักรเรือเดินทะเล ซึ่งทางคณะวิจัยสรุปได้ว่า แบบจำลองของ Lifting-Surface และ Surface-Panel นำไปสู่โพรงอากาศที่ไม่คงที่ ที่ไหลรอบๆ ใบจักร ซึ่งอยู่ภายใต้การไหลที่ไม่สมมาตรตามแนวแกน โดยขอบเขตการเกิดจะขึ้นกับเวลา และความหนาของโพรงอากาศ และถูกกำหนดโดยการใช้วิธีการทำซ้ำ (Iterative Method) โดยใบจักรที่ใช้เป็นใบจักรชนิด 5 ปีก มุมเอียง (Rake Angle) 30 องศา และสุดท้ายได้กล่าวอ้างถึง (Boundary Element Method, BEM) และ (Vortex-Lattice Method, VLM) สำหรับการทำนายแผ่นโพรงอากาศ (Sheet Cavitation) บนใบจักรเรือเดินทะเล ซึ่งเทคนิค BEM สามารถที่จะนำไปใช้ในการคำนวณที่ยุ่งยากของการเกิด Supercavitation. นอกจากนี้ Kinnas และคณะ [1994], Brewer และ Kinnas [1997] ก็ใช้เทคนิคนี้ในการเปรียบเทียบกับผลการทดลอง ดังรูปที่ 2.6(a), (b).



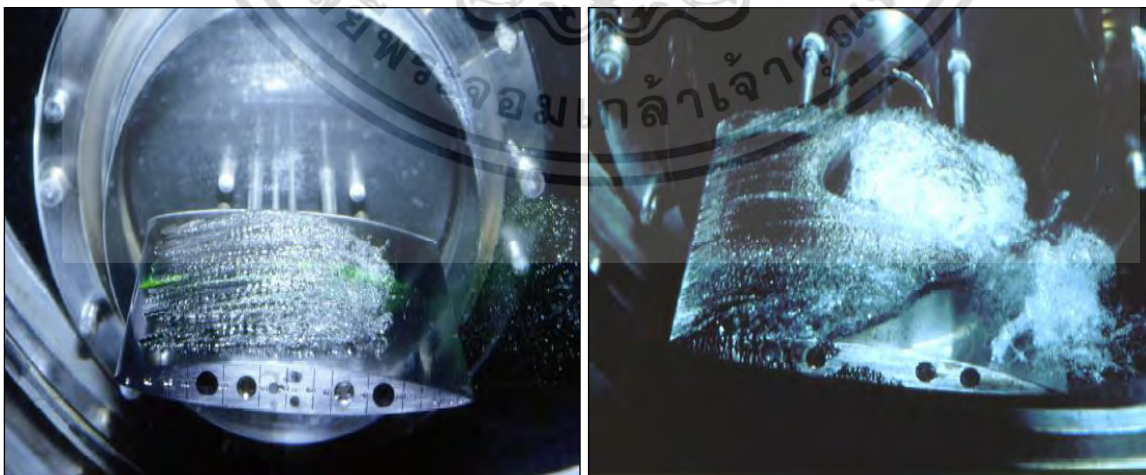
รูปที่ 2.6(a) แสดง ภาพฉายใบจักรและระบบพิกัด (x, y, z) และ ship fixed (x_s, y_s, z_s) . [53]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



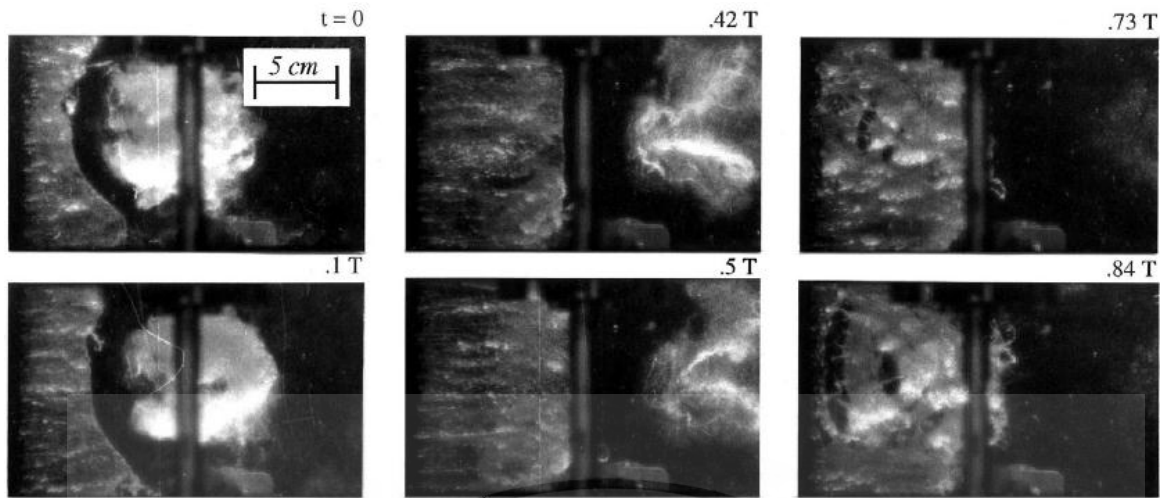
รูปที่ 2.6(b) แสดง a: พื้นผิวแท้จริง (exact surface)
b: พื้นผิวโพรงอากาศ (approximated cavity surface).[53]

J.P. Franc [54] ได้กล่าวถึงผลการทดลองนำไปสู่การตรวจสอบข้อเท็จจริงจากความไม่เสถียรของโพรงอากาศที่ใบจักรเรือ จากการสังเกต เบื้องต้นพบว่าโพรงอากาศที่ติดบนปีกใบจักร (Attached Cavity) ที่เกิดขึ้น จะมีพฤติกรรมเหมือนกับ Re-entrant Jets โดยอ้างอิงงานวิจัยของ Laberteaus and Ceccio(1998) ซึ่งสอดคล้องกับงานวิจัยของ Knapp [1995], Wade and Acosta [1966], Brennen[1994,1995] ที่ศึกษา Partial Cavity บนแพนใบ แบบ 2 มิติซึ่งแสดงในรูปที่ 2.7(a), (b) ผู้วิจัยได้สรุปประเด็นไว้ว่าจากการทดลองความผันผวนของความไม่เสถียรของโพรงอากาศในแบบจำลองใบจักรของกองทัพเรือสหรัฐฯ พบว่าเกิดจากตัวแปรหลายตัว แต่ที่ส่งผลกระทบต่อมากคือแรงดันที่มีขนาดใหญ่ และเสียง ซึ่งยังผลให้เกิดการเร่งในเชิงปริมาตรขึ้น และการไหลของปริมาตรฟองอากาศจำนวนมากบนปีกใบจักร.



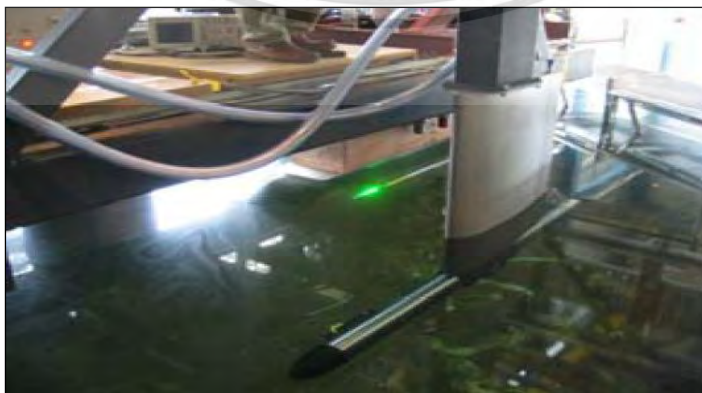
รูปที่ 2.7(a) แสดง Visualizations of partial cavities in a cavitation tunnel. [54]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



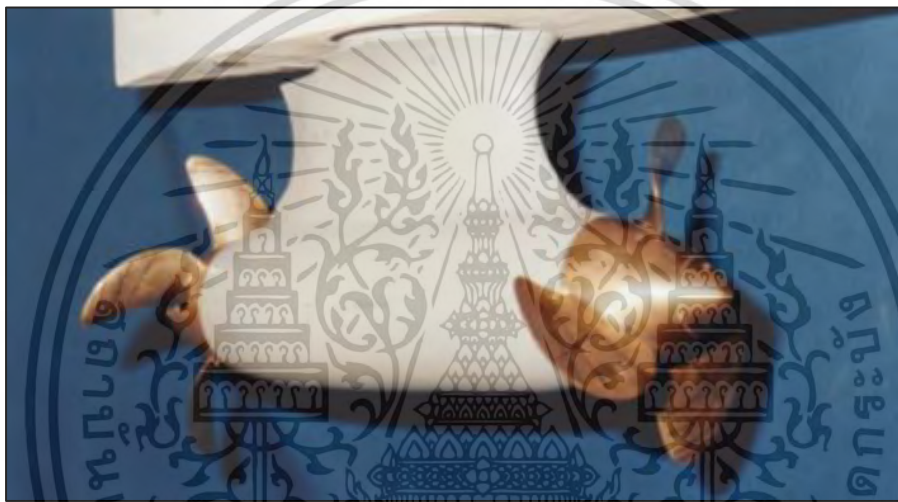
รูปที่ 2.7(b) แสดง Visualization of the re-entrant jet and of the cavity oscillations [54]

G. Kuiper [55] ได้กล่าวถึงการออกแบบใบจักรและการพัฒนาใหม่ โดยการนำเทคนิค CFD มาช่วยในการจำลองแบบและมีการปรับปรุงเครื่องมือสอบเทียบต่างๆ โดยสรุปเป็นการนำเสนอค่า Parameters ที่ต้องตรวจสอบก่อนจะใช้ RANS (Reynolds-Averaged Navier-Stokes equation solver) ในการแก้ปัญหาการออกแบบ ซึ่งสมรรถนะของใบจักร (Propeller Performance) นักออกแบบใบจักรจะ Focus ไปที่ ตัวเรือ และ ความต้องการความเร็วของเรือ ซึ่งเป็นจุดสำคัญของการออกแบบใบจักร โดยที่ใช้กำลังต่ำสุด ณ. Rotation Rate จะเป็นสองเงื่อนไขขอบที่สำคัญ (Boundary Condition) โดยไม่พิจารณา ความเสียหายจากการกัดกร่อน (Erosion Damage) และความเสียหายจากการสั่น (Vibration Damage) ซึ่งผู้วิจัยได้เสนอให้พิจารณา CFD สำหรับในการหาค่า Trust, Propeller Inflow, Optimum Diameter, Pitch and Rotation Rate โดยในการพัฒนาใบจักรจะต้องพิจารณาเทอมของ Rake of Blade Sections และ Wake ที่จะเกิดขึ้น ประกอบกับการนำ CFD มาใช้ในการจำลอง โดยสามารถนำมาใช้ในการคำนวณประสิทธิภาพการทำงานของเครื่องยนต์เรือในขนาดจริง (Full Scale) ซึ่งจากการทดลองและตรวจสอบค่าที่ได้จากการคำนวณใกล้เคียงกับขนาดและรูปแบบของ PIV (Particle Image Velocimetry) ดังรูปที่ 2.8 ซึ่งจะเป็นการแก้ปัญหาได้ดี การหาค่าความผันแปรของความดันในการเหนี่ยวนำให้เกิดโพรงอากาศนั้นจะต้อง Focus ไปที่ตัวใบจักรและการเอียงของใบ.

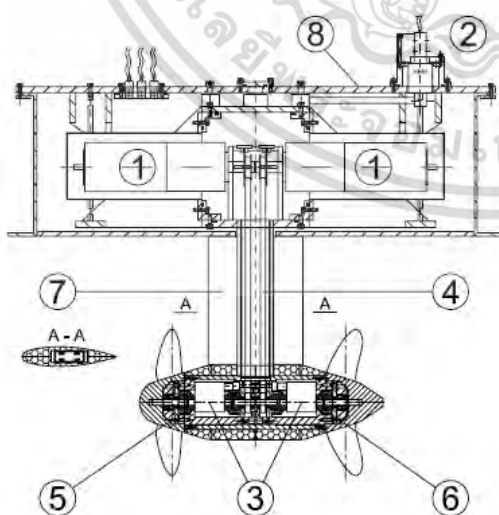


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้รูปที่ 2.8 แสดง PIV สำหรับการทดลอง [55]
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Joao Pego และคณะ [56] ศึกษาการวัดแรงและความเร็วในระบบขับเคลื่อนเรือ โดยระบบ Pod เป็นชุดขับเคลื่อนเรือ พร้อมมอเตอร์ เพลลาของมอเตอร์เชื่อมต่อกับใบพัด ใบเดี่ยวหรือสองใบ วางห้อยลงมาจกท้ายเรือและหมุนตามแนวแกนเพื่อให้เกิดแรงขับเคลื่อนรูปที่ 2.9 (a) จากอดีตที่ผ่านมา Pod Drive ได้พัฒนาให้มีประสิทธิภาพสูงขึ้นต่อการขับเคลื่อนเรือแบบเดิมโดยเฉพาะอย่างยิ่งสำหรับเรือเดินสมุทร ประสิทธิภาพโดยรวมของระบบเป็นปัจจัยส่งผลกระทบต่อระบบการวางแผนการเดินทางของเรือเดินสมุทร และด้วยเหตุนี้มันเป็นที่จำเป็นในการปรับปรุงประสิทธิภาพของ Propulsor. ในการวัดกำลังของ LDA และการวัดเฟส ด้วยเทคนิค inline co-rotating and contra-rotating propeller pod drive models. โดยลักษณะ ระบบขับเคลื่อนเรือแบบนี้ ในแง่ของสมรรถนะของอุทกพลศาสตร์ จะนำไปสู่การเพิ่มประสิทธิภาพอย่างมากที่สุด ซึ่งทดสอบโดยใช้แสงเลเซอร์ การวิเคราะห์การดูคลื่นแสงตกกระทบที่ใบปีก แต่ละมุมดังรูปที่ 2.9 (b), (c)



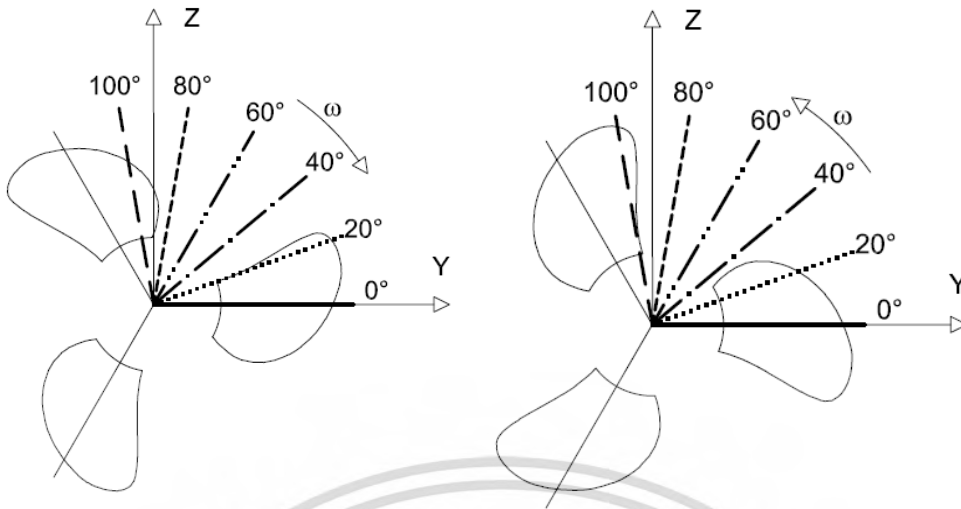
รูปที่ 2.9(a) แสดง Pod drive model [56]



- 1 – DC motor
- 2 – Force gauge
- 3 – Torque sensor
- 4 – Toothed belt
- 5 – Front propeller
- 6 – Rear propeller
- 7 – Strut
- 8 – Balance

รูปที่ 2.9(b) แสดง Drawing of Pod drive model and water tunnel balance [56]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



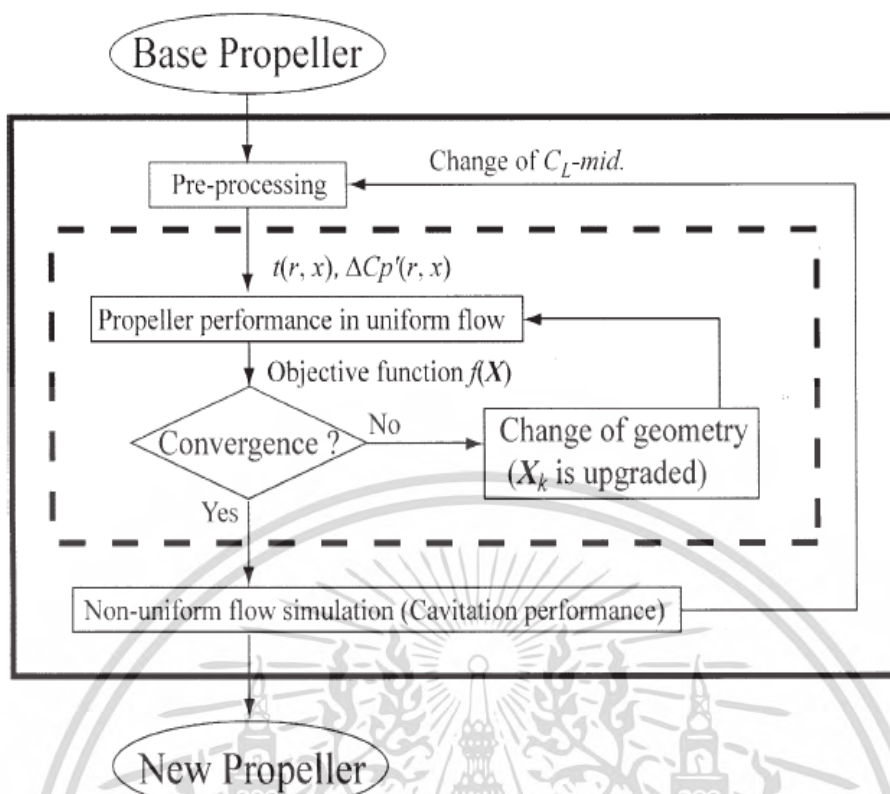
รูปที่ 2.9(c) แสดง โปรไฟล์ใบจักรตามแนวรัศมีบนแกนอ้างอิงกับใบจักร. [56]

Yoshihisa Takekoshi และคณะ [57] ศึกษาศึกษาการออกแบบหน้าตัดปีกใบจักรโดยใช้วิธี “A vortex lattice method” และอัลกอริทึม เป็นการนำเสนอวิธีการออกแบบใบจักรใหม่โดยวิธี vortex lattice method เพื่อใช้ประเมินสมรรถนะและการกระจายความดันที่เกิดขึ้นกับบริเวณพื้นผิวของใบพัดในการไหลที่ไม่คงตัว (Time dependence) และไม่สม่ำเสมอ (Non-uniform flow) โดยการพิจารณาใบจักรชนิด 5 ปีก ที่มีมุมเอียง 36 องศา เปรียบเทียบกับ ใบจักรแบบเดิม พบว่าการเกิดโพรงอากาศจะเริ่มที่ 0.7 R – Tip Blade (1 R) และให้ประสิทธิภาพที่ 0.62 ซึ่งโดยวิธีนี้ประสิทธิภาพใบจักรจะเพิ่มขึ้น 1.2 % ดังแสดงในรูปที่ 2.10(a), (b), (c), (d)

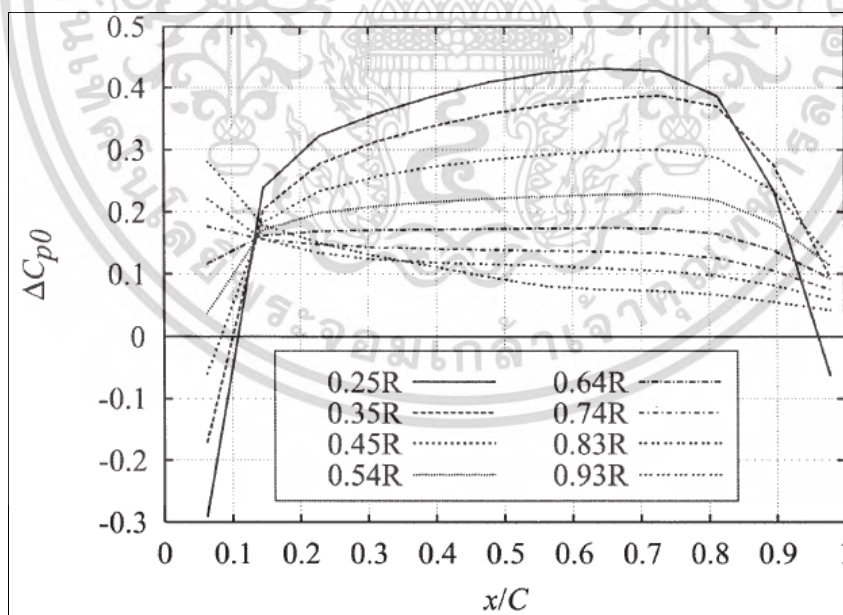


รูปที่ 2.10(a) แสดง ภาพถ่ายของต้นแบบใบจักร (model of the original propeller). [57]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

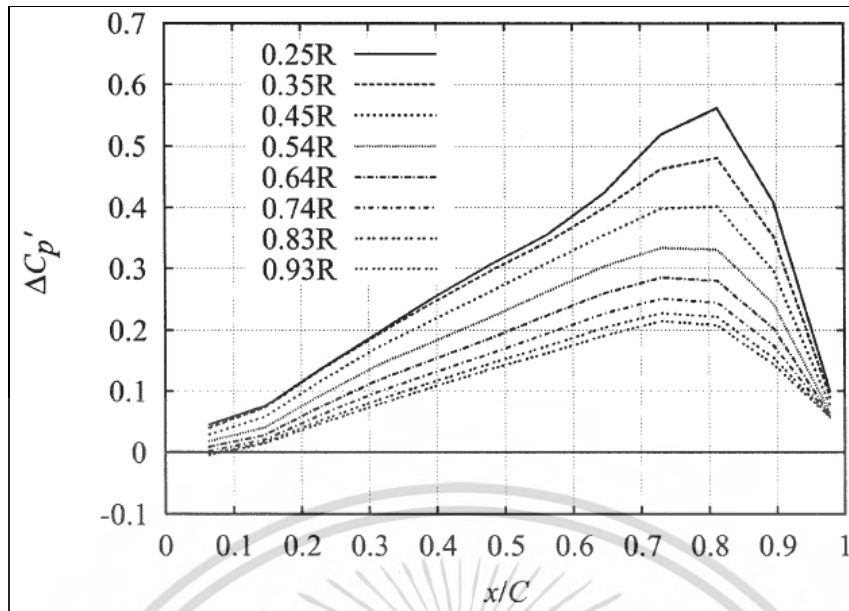


รูปที่ 2.10(b) แสดง แผนผังของการออกแบบใบจักรด้วยการกระจายภาระที่กำหนดไว้



รูปที่ 2.10(c) แสดง การกระจายภาระรวมบนใบจักรทั้ง 3 แบบ

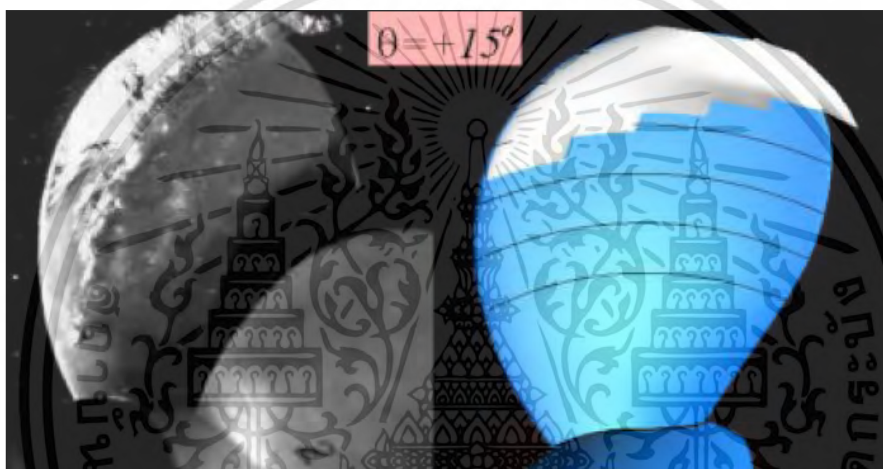
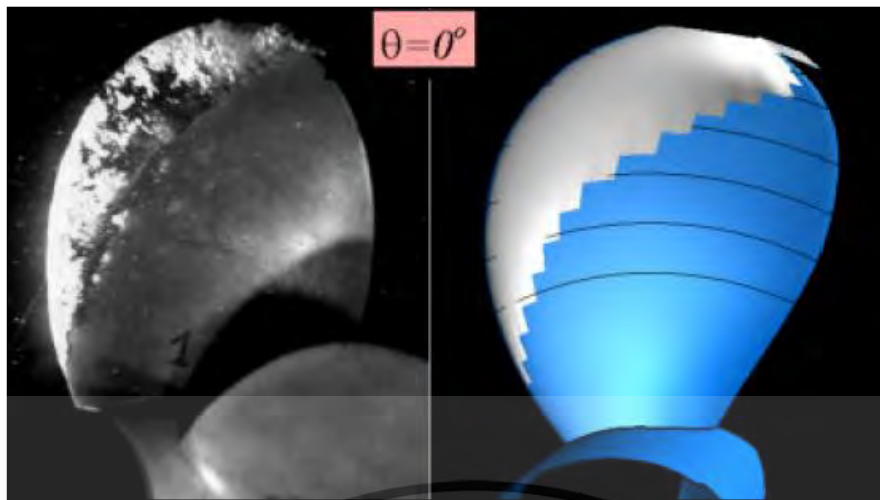
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



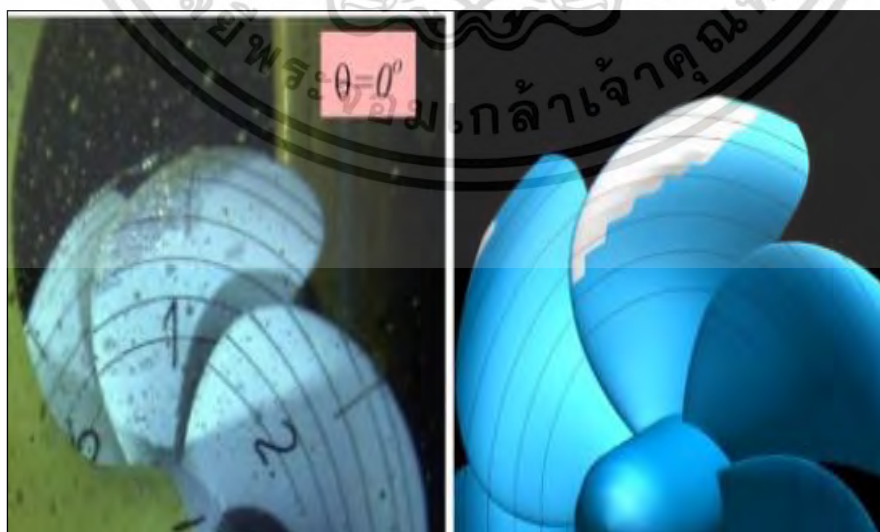
รูปที่ 2.10(d) แสดง การกระจายภาระรวมของใบจักรทั้ง 3 แบบ. (target UT-NC wing section).

พบว่าเมื่อปรับค่า X_K (Change of geometry) เมื่อ X เป็น Design Variables which Minimize the Objective Function $f(X)$. ส่งผลให้ความหนาของ Panels ในทิศทางตามแนวรัศมีและตามแนวคอร์ด (the Radial and Chord-Wise) ลดลง ทำให้ค่า K_T , K_Q แปรผันส่งผลให้ η สูงขึ้น และส่งผลให้ค่าโพรงอากาศที่เกิดขึ้นเมื่อเทียบกับตำแหน่ง C_{L-Mid} ระหว่างแบบ Model และ แบบ Original นั้นค่าโพรงอากาศด้านหลังใบที่เป็นอันตรายต่อใบจักรลดลง (Harmful Back Cavitation) และยังพบว่าการกระจายโพรงอากาศตามแนวคอร์ด (Distribution Chord, DC) ที่เกิดโพรงอากาศจะเริ่มที่ตำแหน่งสูงสุดที่ 0.72 – 0.81 และจะลดลงเมื่อ DC เคลื่อนเข้าใกล้ 1

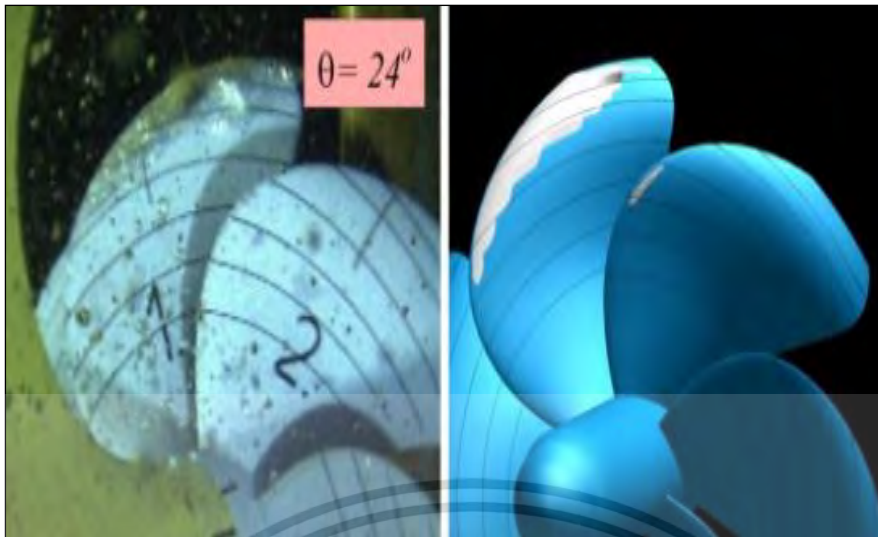
J. Bosschers และคณะ [58] กล่าวถึงการวิเคราะห์เชิงตัวเลขและความสัมพันธ์ระหว่าง Sheet Cavitation กับใบจักรเรือ โดยใช้สมการ Reynolds-averaged Navier-Stokes (RANS) ในการวิเคราะห์ความสัมพันธ์และสนามการไหล โดยพิจารณาจาก การวิเคราะห์การไหลของเรือ การวิเคราะห์สมรรถนะการไหลของของไหลผ่านใบจักร การวิเคราะห์ค่าความแปรผันที่เกิดจากตัวเรือ เพื่อดูความสัมพันธ์และจำลองค่า Model Cavitation โดยดูพฤติกรรมขอบเขต (Extent) ของโพรงอากาศ ความหนาของโพรงอากาศที่เกิดขึ้น และทำนายโพรงอากาศที่ Skew angle ของใบจักร โดยพิจารณาจากใบจักรเรือเดินสมุทร P&O Nedlloyd Shackleton. และทำการวิเคราะห์ผลกระทบของคลื่นวน อันเกิดจากการหมุนตัวของน้ำ ด้วยวิธี Force Field Method (FFM). โดยจากการพิจารณาตัวแปรขอบของใบจักรจำลอง (Model Scale) และ ขนาดใช้งานจริง (Full Scale) ซึ่งพบว่าค่าความแตกต่างอันเล็กน้อยมิได้มีผลต่อตัวเรือ ดังแสดงในรูปที่ 2.11(a),(b),(c)



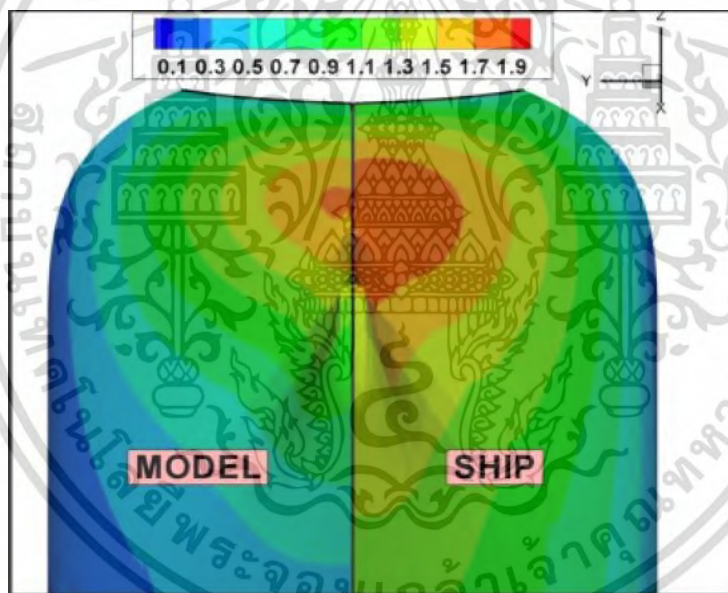
รูปที่ 2.11(a) แสดง การเปรียบเทียบขอบเขตของโพรงอากาศรุ่น E779A.
 ด้านซ้าย: experimental observations. ด้านขวา: PROCAL results. [58]



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.11(b) แสดง Cavity extent at different blade
 ด้านซ้าย: Experiment in the DTT. ด้านขวา: Nominal wake field using FFM. [58]



รูปที่ 2.11(c) แสดง boundary factors for the first blade passage frequency.
 ด้านซ้าย: Model scale. ด้านขวา: Full scale. [58]

จากการทบทวนวรรณกรรม (Literature review) บทความวิชาการและงานวิจัยด้านใบจักร โดยใช้เทคนิค Vortex Lattice Method ซึ่งเป็นพื้นฐานในการออกแบบใบจักร B-Series นั้น พบว่านักวิจัยด้านใบจักรและผู้ออกแบบใบจักร จะศึกษาใน Algorithm และ Parameter บางตัวและมีการปรับค่าตัวแปรนั้นๆ และนำเสนอผลของการปรับค่าตัวแปร ว่ามีผลกระทบต่อใบจักรในด้านใด เช่น Cavitation, Thrust & Torque, Efficiency, Noise, Vibration เป็นต้น โดยผลจากการปรับค่าตัวแปรจะส่งผลทั้งทางตรงและทางอ้อมต่อตัวเรือ กล่าวคือ อาจจะลดการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิง การเพิ่มความเร็วตัวเรือ การเพิ่มอัตราเร่งของเรือ การเพิ่มความเร็วของของไหลผ่านใบจักร การรับ Load โดยผู้วิจัยส่วนใหญ่ จะมุ่งเน้นใบจักรไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ด้านเรือเดินทะเล (เรือค้า) ซึ่งมีมูลค่าทางการตลาดสูง และพบว่าใบจักรที่นิยมใช้ในกลุ่มเรือเดินทะเล (เรือค้า) จะใช้ค่า Advanced number (J) ในช่วง 0.62 – 0.75 และ Developed Area หรือ Area Ratio ที่ 0.40 - 0.55 ซึ่งเหมาะสมในระยะจมน้ำลึก

ในส่วนผู้วิจัยเองนั้น จากการทำงานด้านใบจักรและการทำงานในกรมอุทหาเรือ ได้สังเกตเห็นปัญหาจากภาคประมงภายในประเทศไทย (Ref. บทที่ 1) จึงมุ่งเน้นการพัฒนาใบจักรขนาดเล็ก เพื่อนำไปใช้ในเรือประมงชายฝั่ง และเรือประมงน้ำตื้น (เรือเครื่องหางยาว) โดยการนำ เทคนิค Vortex Lattice Method แบบ One dimension vortex มาใช้ในการออกแบบใบจักรและศึกษา Algorithm และ Parameter ที่มีนัยสำคัญ คือ Rake Angle ที่ 20, 30 องศา และ Developed Area หรือ Area Ratio ที่ 35 และ 50 ที่ Advanced number (J) ในช่วง 0.75 – 0.85 ซึ่งเป็นจุดเด่นอีกประเด็นหนึ่ง กล่าวคือด้วยเรือประมงน้ำตื้น เป็นเรือผิวน้ำที่กินน้ำน้อย (ระยะจมน้ำจากผิวน้ำถึงท้องเรือ) ซึ่งเป็นการชดเชย (Contribution) ค่า Free Surface ซึ่งแตกต่างจากเรือกินน้ำลึก (อ้างอิงจาก บทที่ 3 Effective wake) ซึ่งในมาตรฐาน NACA และในทางทฤษฎี Vortex Lattice Method ได้กำหนดค่าตัวแปรสำหรับเรือต่างๆ ไว้ ดังนี้ คือ ค่าตัวแปรสำหรับเรือสินค้าความเร็วปานกลาง .ค่าตัวแปรสำหรับเรือสินค้าขนาดใหญ่ ค่าตัวแปรสำหรับเรือคอนเทนเนอร์ ค่าตัวแปรสำหรับเรือโดยสารใบจักรคู่ ค่าตัวแปรสำหรับเรือรบความเร็วสูง (ที่ความเร็วขณะแล่น) และค่าตัวแปรสำหรับเรือรบความเร็วสูง (ที่ความเร็วเต็มที่) ซึ่งพบว่าไม่มีกลุ่มเรือน้ำตื้นซึ่งอยู่นอก Class การออกแบบ และฐานข้อมูลการออกแบบ จึงจำเป็นต้องมีการปรับแก้ค่าดังกล่าว

กล่าวโดยสรุป ลักษณะเด่นของงานวิจัย คือ เป็นการพัฒนาและออกแบบใบจักรขนาด 3 ปีกใบสำหรับเรือประมงชายฝั่ง และเรือประมงน้ำตื้น (เรือเครื่องหางยาว) เพื่อทดแทนใบจักรแบบเดิมที่ใช้ในปัจจุบัน ซึ่งเป็นขนาด 2 ปีกใบ โดยใบจักรที่ได้ทำการวิจัยนี้ ช่วยลดการเกิดโพรงอากาศ และเพิ่มพื้นที่ผิวสัมผัสน้ำมากขึ้น ส่งผลให้กำลังขับเคลื่อนของเรือดีขึ้น ลดการสิ้นเปลืองพลังงาน ลดมลภาวะทางเสียงลง ทำให้ระยะทางในการเดินทางต่อน้ำมันที่ใช้เพิ่มขึ้น เมื่อเปรียบเทียบกับใบจักรแบบเดิมที่ใช้ในปัจจุบัน โดยมุ่งศึกษาถึงคุณลักษณะความสัมพันธ์ ของอัตราส่วนเนื้อที่คลี่แบน (Developed Area) กับการเอียงของปีกใบ (Rake Angle) เพื่อเพิ่มสมรรถนะให้กับเรือประมง ซึ่งผลจากการทดลองในห้องปฏิบัติการ จากการสังเกตด้วยตา (Visual eye check) และผลจากการ Simulation โดย Xflow (อ้างอิงในบทที่ 4) ให้ผลในทิศทางเดียวกันคือ ลดการเกิดโพรงอากาศมากกว่าใบจักรแบบเดิมที่ใช้ในปัจจุบัน.

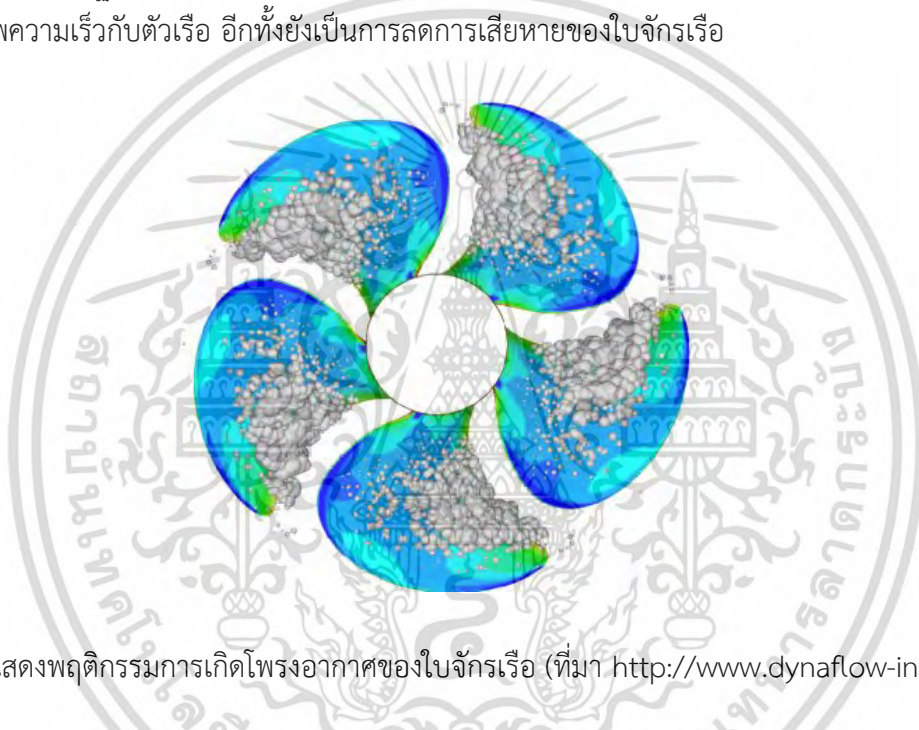
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 3

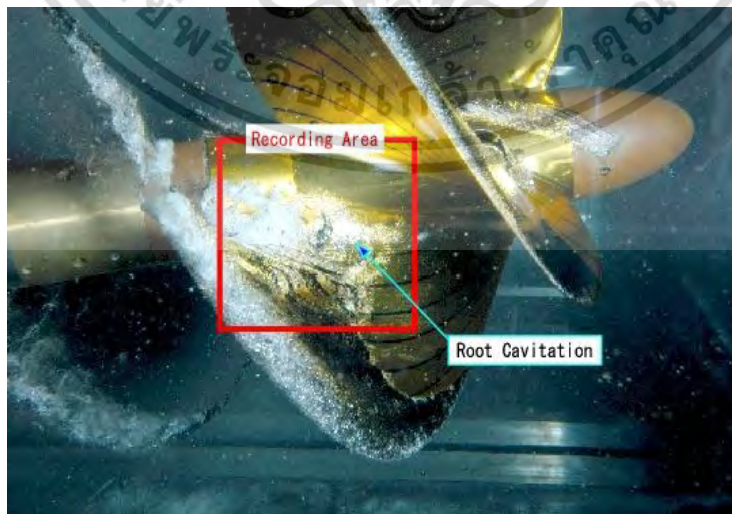
หลักการและทฤษฎี

3.1 ทฤษฎี สมมติฐาน และ/หรือ กรอบแนวคิดของนักวิจัย

โพรงอากาศเป็นตัวอย่างของการเสียหาย ซึ่งมีสาเหตุมาจากการเคลื่อนตัวของของไหล และปรากฏว่าความรุนแรงของโพรงอากาศที่ใบจักรเรือ เป็นสาเหตุหลักที่สามารถทำให้เกิดการสูญเสียประสิทธิภาพ และเป็นผลให้เกิดการกัดเซาะ หรือ รูพรุนที่เนื้อใบจักร ตลอดจนความเร็วของตัวเรือก็จะลดลงด้วย สำหรับงานวิจัยนี้จะเป็นการศึกษาถึงโครงสร้างของใบจักรเรือประมงน้ำตื้น และ เรือหางยาวที่เหมาะสม และเป็นไปตามมาตรฐาน N.A.C.A. เพื่อลดปริมาณการเกิดโพรงอากาศซึ่งเป็นผลสืบเนื่องให้เกิดการเพิ่มประสิทธิภาพความเร็วกับตัวเรือ อีกทั้งยังเป็นการลดการเสียหายของใบจักรเรือ

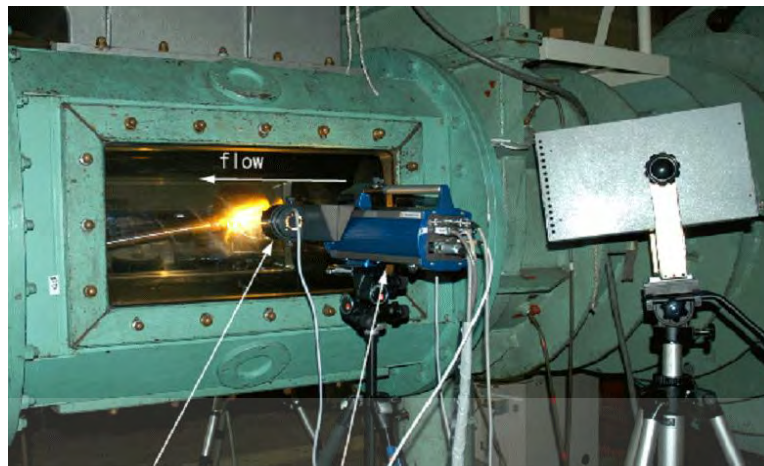


รูปที่ 3.1 แสดงพฤติกรรมของการเกิดโพรงอากาศของใบจักรเรือ (ที่มา <http://www.dynafloow-inc.com>)



รูปที่ 3.2 แสดงการเกิดโพรงอากาศในห้องปฏิบัติการ (ที่มา <http://www.dynafloow.com>)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นิยมนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



light high-speed video

รูปที่ 3.3 แสดง Propeller Model ติดตั้งใน Water Tunnel Lab.
(ที่มา Lab. Kyushu University, Japan)

3.2 ทฤษฎีการออกแบบ (Theory of Design)

3.2.1 หลักการออกแบบใบจักรเรือโดย B-ซีรี่ (Wageningen B Series)

- Stage 1

ข้อมูลการออกแบบใบจักร Bulk-Carrier	
L_{BP}	135.34 m.
B	19.3 m.
T	9.16 m.
C_B	0.704 m.
$V_{S(Service)}$	15 knots.
δV	1
Trial Speed Range	2
Sea Margin	1.2
Z	4

ผลการคำนวณ

V_S (knots.)	R_T (kN.)	$P_{E(Trial)}$ (kW.)	$P_{E(Service)}$ (kW.)
13.7	281.95	1987	2384.4
14.75	337.92	2564	3076.8
15.8	413.04	3357	4028.4
16.86	523.47	4540	5448.1
17.91	648.43	5974	7168.8

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ การนำเอกสารนี้ไปเผยแพร่โดยไม่ได้รับอนุญาต
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\begin{aligned} \text{เส้นผ่านศูนย์กลางใบจักรที่มากที่สุดที่ยอมรับได้} &= 0.6 T \\ \text{กำลังมากที่สุดอย่างต่อเนื่อง} &= 0.85 \\ \text{ประสิทธิภาพการหมุน } (\eta_R) &= 1 \\ \text{ประสิทธิภาพของเพลลา } (\eta_S) &= 0.98 \\ \text{เส้นผ่านศูนย์กลางใบจักรหลังตัวเรือ} &= D_{\text{Max}} = D_B = 5.496 \text{ m.} \approx 5.5 \text{ m.} \end{aligned}$$

$$W = 0.304$$

$$T = 0.214$$

$$\text{เส้นผ่านศูนย์กลางใบจักร Open Water} \quad D_O = \frac{D_B}{0.95} = 5.79 \text{ m.}$$

Keller's Formula:

$$\frac{A_E}{A_O} = \left[\frac{(1.3 + 0.3 \cdot Z)^T}{(P_O - P_V) \cdot D^2} \right] + K$$

$$R_T = 434.3604 \text{ kN. @ } V_S = 16 \text{ knots.}$$

$$T = \frac{R_T}{(1-t)} = 552.621 \text{ kN.}$$

$$h = \left[\left(\frac{D}{2} \right) + 0.2 \right]; \text{ ความสูงจากเพลลาที่ตำแหน่งกึ่งกลางจากฐาน}$$

$$\text{ความดันบรรยากาศ } (P_{\text{atm}}) = 102.3 \text{ kN/m}^2$$

$$\text{ความดันไอของน้ำ } (P_{V@15 \text{ deg}}) = 1.646 \text{ kN/m}^2$$

$$H = (T - h) = 6.212 \text{ m.}$$

$$P_O = P_{\text{atm}} + \rho gh = 1.6376322 \text{ MN/m}^2$$

$$K = 0.2; \text{ สำหรับใบจักรเดี่ยว}$$

$$\frac{A_E}{A_O} = 0.482127$$

เลือกใบจักรจาก Wageningen (แปลงค่าจากกราฟเป็นตาราง)

$$V_{S(\text{trial})} = 16 \text{ knots.}$$

$$P_{E(\text{trial})} = 3575 \text{ kW.}$$

$$\text{สมมุติค่า } \eta_D = 0.7$$

$$P_D = \frac{P_E}{\eta_D} = 5107 \text{ kW.}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$V_A = [V_{S(\text{trial})} \cdot (1-w)] = 11.136 \text{ knots.}$$

$$B_p = 1.158 \cdot \left(\frac{N \cdot P_D^{\frac{1}{2}}}{V_A^{2.5}} \right)$$

และ

$$\delta_B = 3.2808 \cdot \left(\frac{N \cdot D_B}{V_A} \right)$$

หาความเร็วรอบ (rpm) เป็นการหมุนที่ใบจักรรอบต่อนาที เช่น $N = 80 \sim 120$ rpm. จากนั้นคำนวณหาค่า $(B_p - \delta)$ และนำค่า $(B_p - \delta)$ ที่ได้ไปอ่านค่าประสิทธิภาพใบจักร (η_o) จากกราฟ

N (rpm)	B_p	δ	(η_o)
80	15.9979	136.3527	0.620
90	17.9977	153.3968	0.624
100	19.9974	170.4408	0.626
110	21.9971	187.4849	0.622
120	23.9963	204.5290	0.605

รอบที่เหมาะสม (N) = 100 rpm

ประสิทธิภาพสูงสุด (η_o) = 0.626

$$\eta_{D(\text{calculated})} = \eta_H \eta_R \eta_O = \left(\frac{1-t}{1-W_{T(\text{Service})}} \right) \cdot \eta_R \eta_O = 0.707$$

$$\varepsilon = \eta_{D(\text{Calculated})} - \eta_{D(\text{previous})} = 0.007$$

: ถ้า ε มากกว่า > 0.005 ให้กลับไปประมาณค่า (η_D) ใหม่และเลือกค่าที่มากกว่า 0.005 นั้นเลย

$$\text{Brake Power ; } P_B = \frac{P_E}{\eta_D \eta_S} = 5160 \text{ kW.}$$

$$\text{ให้กำลังสูงสุดอย่างต่อเนื่อง ; } \frac{P_B}{0.85} = 6071 \text{ kW.}$$

$$\text{ประสิทธิภาพของตัวกำเนิดกำลัง ; } P_D = P_B \eta_S = 5056.89 \text{ kW.}$$

$$B_p = 19.89882$$

$$\delta = 161.9188$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นิยมนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากกราฟ $B_p - \delta$ ที่ (19.89882 & 161.9188) อ่านค่า $\frac{P_D}{D_B}$

$$\text{ได้ Mean Face Pitch} = 5.50 \text{ m. \#}$$

- Stage 2 (เลือกเครื่องยนต์)

$$\text{จำนวนรอบที่เหมาะสม (rpm)} = 100$$

$$\text{Brake Power (85\% MCR)} = 5160 \text{ kW.}$$

$$\text{กำลังทั้งหมด (100\% MCR)} = 6071 \text{ kW.}$$

เครื่องยนต์ MAN B&W รุ่น 4S60MC

	N (rpm)	กำลังเครื่องยนต์		
L1	105	8160		
L2	105	5200		
L3	79	3920	100	5160
L4	79	6169	70	5160
	79	6169	100	6071
	105	8160	70	6071
	N ที่เหมาะสม	กำลัง		
	100	5160	(85% MCR)	
	100	6071	(100% MCR)	

- Stage 3 (การทำนายสมรรถนะในช่วงการทำงาน)

การทำนายความเร็วเรือ และ ความเร็วรอบของใบจักรในช่วงการทำงานของเครื่องยนต์ที่ (85% MCR)

$$W \text{ สำหรับ Service} = 1.1 w \text{ in trial } 0.3344$$

$$\eta_{S(\text{Assumed})} = 0.7$$

$$P_D = P_B \cdot \eta_S = 5056.89 \text{ kW.}$$

$$P_E = P_D \cdot \eta_D = 3539.82 \text{ kW.}$$

จาก $P_{E(\text{Service})}$ และ V_S ที่ความโค้ง ณ ตำแหน่ง 3539.82 kW. จะได้ $V_{S(\text{Service})}$,

$$V_{S(\text{Service})} = 15.3 \text{ knots}$$

$$V_A = V_S \cdot (1 - w) = 10.18368 \text{ knots}$$

$$B_p = 0.248822 \text{ kN.}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการแข่งขันเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\delta_B = 1.770605 \text{ kN.}$$

จำนวนรอบที่เลือกนำไปใช้ (N)

N	B _P	δ _B
80	19.90575	141.6484
90	22.39396	159.3545
100	24.88218	177.0605
110	27.37040	194.7666
120	29.85862	212.4726

อ่านค่า η_0 จากค่า (B_P-δ_B) กับเส้นโค้ง $\frac{P_D}{D_B}$

η_0	=	0.583
η_D	=	0.688
$\eta_{D(\text{Assumed})} - \eta_{D(\text{Calculated})}$	=	0.012

: ถ้าค่า (η_D) ที่ได้แตกต่างกันมากกว่า 0.005 ให้กลับไปประมาณค่า (η_D) ใหม่แล้วทำการคำนวณซ้ำเมื่อประมาณค่า η_D ได้ตามเงื่อนไข จะได้

$$P_{E(\text{Service})} = P_D \cdot \eta_{D(\text{last})} = 3481.459 \text{ kW.}$$

จากค่า $P_{E(\text{Service})}$ กับค่า V_S ที่เส้นโค้ง $P_{E(\text{Service})}$ อ่านค่า $V_{S(\text{Service})}$ ได้

$$V_{S(\text{Service})} = 15.25 \text{ knots}$$

จากกราฟ (B_P-δ) ที่เหนือจุดตัดสามารถ อ่านค่า (B_P-δ) ได้

$$B_P = 24$$

$$\delta = 174$$

$$V_A = 10.1504 \text{ knots}$$

$$N = \frac{\delta \cdot V_A}{3.2808 \cdot D}$$

$$N_{\text{Service}} = 97.95 \text{ rpm}$$

ฉะนั้น @ 85% MCR เรือมีความเร็วใช้งาน $V_S = 15.25 \text{ knots}$, $N = 97.95 \text{ rpm}$.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- Stage 4 หาพื้นที่ผิวใบจักร (BAR) และ การควบคุมการเกิดโพรงอากาศ (Cavitation)

$$h = \left(\frac{D}{2}\right) + 0.2 : (\text{ความสูงจากเพลลาที่ตำแหน่งกึ่งกลางฐาน})$$

$$\text{ความดันบรรยากาศ : } (P_{\text{atm}}) = 102.3 \text{ kN/m}^2$$

$$\text{ความดันไอของน้ำ : } (P_{V@15 \text{ deg.}}) = 1.646 \text{ kN/m}^2$$

สำหรับเงื่อนไขการทดลอง

$$T = 9.16 \text{ m}$$

$$P_D = 5056.89 \text{ kW}$$

$$N = 100 \text{ rpm}$$

$$V_A = 11.136 \text{ knots}$$

$$\frac{P}{D} = 1$$

$$\eta_0 = 0.626$$

$$H = T - h = 6.212 \text{ m}$$

$$\text{Dynamic Pressure; } (q_T) = 22.4776 \text{ kN/m}^2$$

เมื่อ

$$q_T = 0.5 \cdot V_R^2 = 0.5 \cdot \left[V_A^2 + (0.7 \cdot \pi \cdot n \cdot D)^2 \right]$$

$$P_0 - P_V = 162.1172 \text{ kN/m}^2$$

$$\text{Cavitation Number ; } (\sigma_R) = 0.721234$$

เมื่อ

$$\sigma_R = \left(\frac{P_0 - P_V}{q_T} \right)$$

จากกฎของ Burril's และกราฟ Cavitation ภายใต้ขีดจำกัดบนของค่าสัมประสิทธิ์ τ_c จะได้ค่า Cavitation Number (σ_R)

$$\tau_c = 0.225$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากนิยาม

$$\frac{T}{A_p} = \tau_c \cdot q_T = 50574.96$$

$$T = \frac{P_D \eta_R \eta_0}{V_A} = 552.6214 \text{ kN.}$$

เมื่อ

$$\eta_B = \frac{P_T}{P_D} = \frac{T \cdot V_A}{P_D} = \eta_R \cdot \eta_0$$

$$A_p = \frac{T}{\tau_c \cdot q_T} = 10.92678 \text{ m}^2$$

หาพื้นที่ได้จากความสัมพันธ์ของ Taylor

$$A_D = \left[\frac{A_p}{\left(1.067 - \left(0.229 \frac{P}{D} \right) \right)} \right] = 13.03911 \text{ m}^2$$

Blade Area Ratio ; $A_D \approx A_E$

$$\text{BAR} = \left[\frac{A_E}{\left(\frac{\pi \cdot D^2}{4} \right)} \right] = 0.55$$

เลือก BAR = 0.55

คำนวณ BAR = 0.55

คำนวณ BAR = 0.55 ≤ ค่าที่เลือก (0.55)

เพราะฉะนั้นใบจักรนี้จะมีโอกาสการเกิด Cavitation น้อย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.2.2 หลักการออกแบบ Impeller และ Cordier Parameter Diagram

การออกแบบพัดลมที่มีประสิทธิภาพสูงมักอาศัยประสบการณ์ของผู้ออกแบบ ในการกำหนดขนาดหลัก โดยทั่วไปนักออกแบบพัดลมจะใช้แผนภาพ Cordier สำหรับหาจุดเริ่มต้น ที่ต้องการจะกำหนด (เช่น อัตราการไหล ความดัน และความเร็วในการหมุน)

สำหรับเส้นผ่านศูนย์กลางที่เหมาะสมของพัดลมที่มีประสิทธิภาพสูงสามารถหาได้จากแผนภาพ Cordier โดยแผนภาพ Cordier เป็นแผนภาพเชิงประจักษ์ตามการวัด ของความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหล ความดัน ความเร็ว ในการหมุน และเส้นผ่าศูนย์กลาง อย่างไรก็ตาม แผนภาพ Cordier ไม่ได้ให้ข้อมูลเกี่ยวกับรูปทรงใบพัด (Shape Blade) อย่างเช่น มุม และความกว้างของใบพัด เพื่อเติมช่องว่างนี้ จึงมีกฎสำหรับการออกแบบ โดยให้ขึ้นอยู่กับประสบการณ์ของนักออกแบบและพารามิเตอร์ต่างๆ ค่าประสิทธิภาพ หรือการวิเคราะห์ค่าบางอย่าง ซึ่งตัวแปรสมรรถนะที่พบได้ทั่วไปคือ ความสัมพันธ์ของอัตราส่วน ระหว่างความดันแบบคงที่กับความดันทั้งหมดที่เพิ่มขึ้น ที่ทางเข้าใบพัดไปยังจุดหมุน ซึ่งกฎการออกแบบและตัวแปรสมรรถนะเหล่านี้ เป็นข้อจำกัด ในการใช้งาน

ดังนั้นประสิทธิภาพในอุดมคติแบบรวมต่อการเคลื่อนที่ (โดยการหมุน) จึงถูกนำเสนอเพื่อให้ได้ผลลัพธ์รวมที่เหมาะสม ทั้งความเร็ว จำนวนเส้นผ่านศูนย์กลาง และตัวแปรอื่นๆ ที่จำเป็นในการพิจารณา

3.2.2.1 วิธีการออกแบบใบกวน (Impeller) ในแนวรัศมี

ตัวอย่าง การคำนวณการออกแบบใบกวน (Impeller) เมื่อผู้ออกแบบกำหนดตัวแปรตั้งต้น ที่ อัตราการไหล (Q) = $300 \text{ m}^3/\text{h}$ ($0.0833 \text{ m}^3/\text{s}$) ที่ เฮด (H) = 50 m . และความเร็วรอบการหมุนของมอเตอร์ (n) = $1,450 \text{ rpm}$.

พิจารณา ค่าความเร็วเฉพาะสำหรับปั๊ม (Specific Speed; n_s) คำนวณจาก

$$n_s = \frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}}$$

จะได้

$$n_s = \frac{1,450\sqrt{0.0833}}{50^{3/4}}$$

ดังนั้น

$$n_s = 22.3 \quad \#$$

เมื่อทราบค่า Specific Speed (n_s) ดูจากตารางด้านล่าง

Shape No. Range	Shape of the Impeller
$10 < n_s < 50$	Radial Type
$50 < n_s < 150$	Mixed Type
$150 < n_s < 400$	Axial Type

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไมออนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หา shaft Power (P) จากสมการ:

$$P = \frac{\rho g H Q}{\eta_o}$$

เมื่อ: η_o = overall efficiency สำหรับ single stage, single entry

อ่านค่าจากกราฟได้ $\eta_o = 0.85$

ดังนั้น

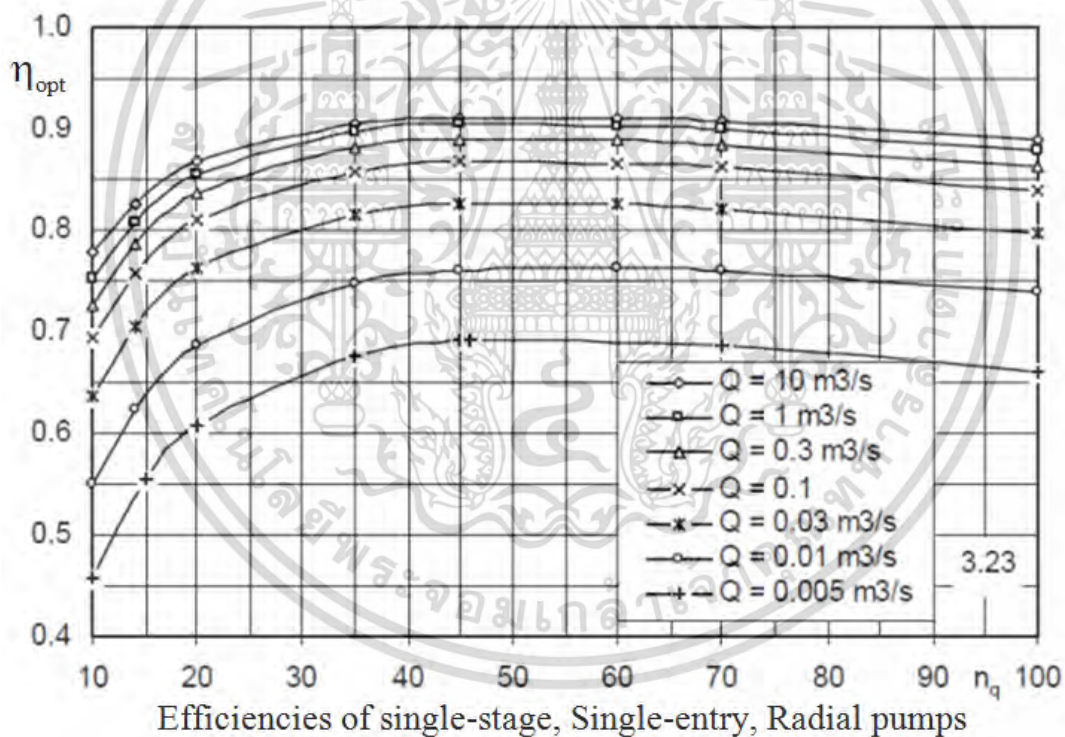
จากสมการ Torque (T) จะได้:

$$T = \frac{P}{\omega} = \frac{P}{2\pi n}$$

$$T = \frac{55,000}{2\pi \cdot 1,450/60}$$

ค่าแรงบิดที่ได้

$$T = 362 \text{ Nm. \#}$$



รูปที่ 3.4 กราฟแสดง ประสิทธิภาพ Single-stage Single-entry
(ที่มา : Centrifugal Pumps, Johann Friedrich Gülich, 2nd ed)

จากสมการ Shaft diameter (d_s):

$$d_s = \sqrt[3]{\frac{16 T}{\pi \tau_t}}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ค่าความเค้นเฉือนที่ยอมรับได้จะอยู่ในช่วงระหว่าง $40 - 60 \text{ N/mm}^2$ ดังนั้นจะได้เส้นผ่านศูนย์กลางเพลลาเท่ากับ $d_s = 32.13 - 35.64 \text{ mm}$ ดังนั้นจะได้ $d_s = 40 \text{ mm}$.

จากสมการ Hub diameter (d_h) จะได้ $d_h = 1.1$ ถึง $1.3 d_s$
ดังนั้น

$$d_h = 1.2 d_s = 1.2 * 40 = 48 \text{ mm} \approx 50 \text{ mm}.$$

พิจารณา ค่า Eye Diameter (D_1) จากสมการ:

$$C_{om} = \varepsilon \sqrt{2Y}$$

พิจารณา ค่า Volume Flow Rate (Q') ที่ทางดูด หาได้จากสมการ:

$$Q' = C_{om} \frac{\pi}{4} (D_1^2 - d_h^2)$$

เมื่อ;

$$Q' = \frac{Q}{\eta_v}$$

ดังนั้น จะได้ Eye Diameter:

$$D_1 = \sqrt{\frac{4Q}{\pi \times C_{om} \times \eta_v} + d_h^2}$$

พิจารณา ค่า Efficiency Volumetric (η_v) จากสมการ:

$$\frac{1}{\eta_v} = 1 + \frac{0.287}{n_s^{2/3}}$$

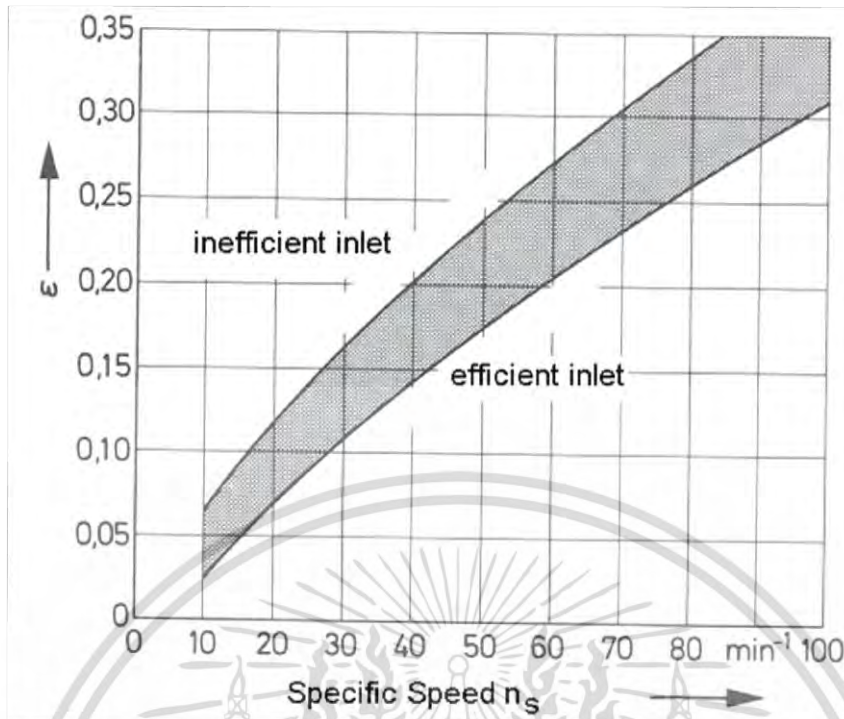
$$\frac{1}{\eta_v} = 1 + \frac{0.287}{22.3^{2/3}}$$

$$\frac{1}{\eta_v} = 1.0362$$

$$\eta_v = 1.0362 \quad \#$$

ค่า inlet number หาได้จากตารางด้านล่าง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.5 แสดงค่าการเลือก inlet number (ϵ)

จากตาราง จะได้ $\epsilon = 0.08 - 0.13$ ที่ $n_s = 22.3$

ดังนั้น $C_{om} = 2.5 - 7.52 \text{ m/s} \approx 4 \text{ m/s}$

ประมาณค่า inlet number จาก $\epsilon = (1.5 - 3) \cdot 10^{-2} n_s^{\frac{2}{3}}$

ดังนั้น D_1 จะได้เท่ากับ $D_1 = \sqrt{\frac{4 \times 0.0833}{\pi \times 4 \times 0.965} + 0.05^2} = 0.173 \text{ m} \approx 0.175 \text{ m}$

หาค่า outer diameter (D_2) จาก:

1. ค่า head coefficient (ψ): $\psi = \frac{gH}{U_2^2/2}$

$$U_2 = \frac{\pi D_2 n}{60} = \sqrt{\frac{2gH}{\psi}}$$

$$D_2 = \frac{60}{\pi n} \sqrt{\frac{2gH}{\psi}}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ค่าเฮดสัมประสิทธิ์ สำหรับ บั้ม จะได้

ψ	Pump Type
0.7-1.3	Radial Impeller
0.25-0.7	Mixed-flow impeller

เลือก $\psi = 1$, $U_2 = 31.32 \text{ m/s}$, $D_2 = 0.412 \text{ m}$

ค่า specific diameter (δ) เท่ากับ:
$$\delta = \frac{\psi^{1/4}}{\phi^{1/2}}$$

ค่า specific diameter จะได้

$$\psi = \frac{2gH}{U_2^2} = \frac{2Y}{\pi^2 n^2 D^2}$$

$$\phi = \frac{C_m}{U} = \frac{Q}{AU} = \frac{Q}{\frac{\pi D^2}{4} \pi D n} = \frac{4Q}{\pi^2 D^3 n}$$

ดังนั้น specific diameter เขียนใหม่ จะได้

$$\delta = \frac{\psi^{1/4}}{\phi^{1/2}} = \left(\frac{2Y}{\pi^2 n^2 D^2} \right)^{1/4} / \left(\frac{4Q}{\pi^2 D^3 n} \right)^{1/2} = \frac{1.05 D_2 Y^{1/4}}{Q^{1/2}}$$

ดังนั้น (D_2) จะได้

$$D_2 = \frac{\delta}{1.05 (gH / Q^2)^{1/4}}$$

พล็อตกราฟความสัมพันธ์ specific diameter กับ specific speeds หรือเรียกว่า (Cordier Diagram)

อ่านค่าจากกราฟได้ $\delta = 0.65$

ดังนั้นเส้นผ่านศูนย์กลางนอกสามารถหาค่าได้ว่าเท่ากับ

$$D_2 = \frac{6.5}{1.05 (9.81 \times 50 / 0.0833^2)^{1/4}} = 0.397 \text{ m}$$

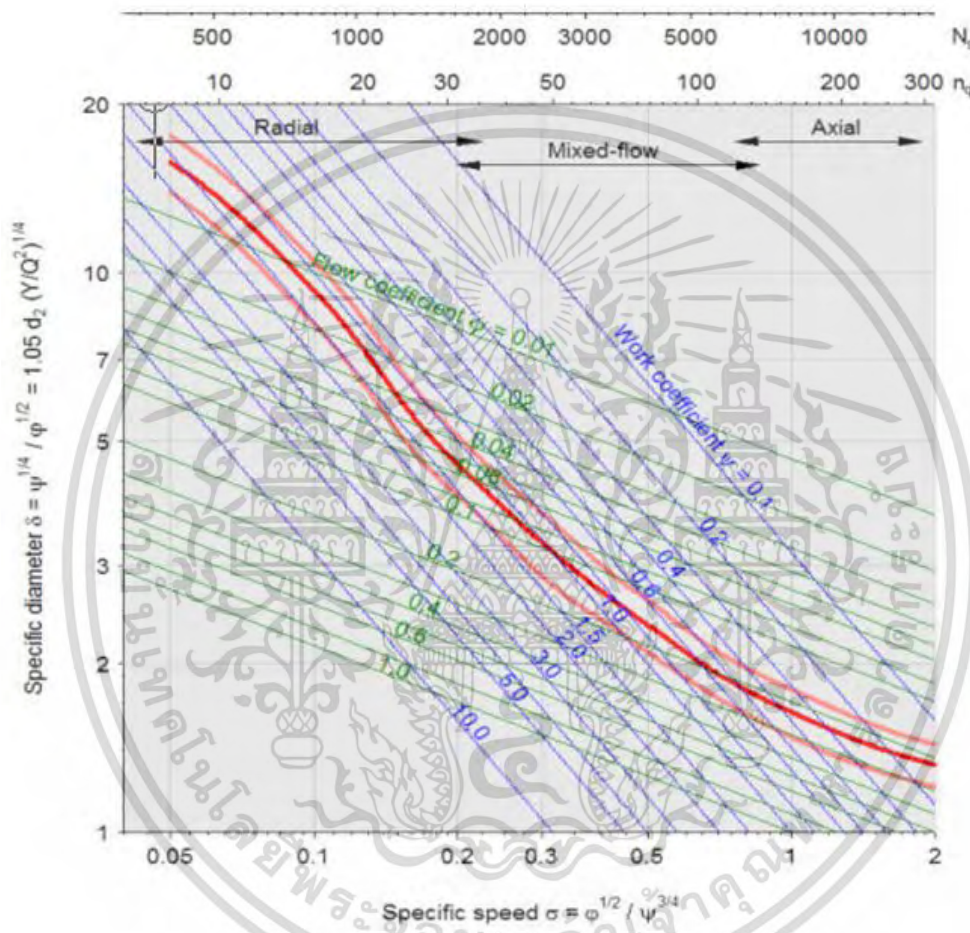
$$D_2 = 0.397 \text{ m} \approx 0.4 \text{ m}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สมการหาค่าความกว้างใบพัด (Blade width: b_1)

$$b_1 = \frac{Q'}{\pi D_1 C_{om}} = \frac{Q}{\eta_V \pi D_1 C_{om}}$$

$$b_1 = \frac{0.0833}{0.965 \times \pi \times 0.175 \times 4} = 0.039\text{m} \approx 40\text{mm}$$



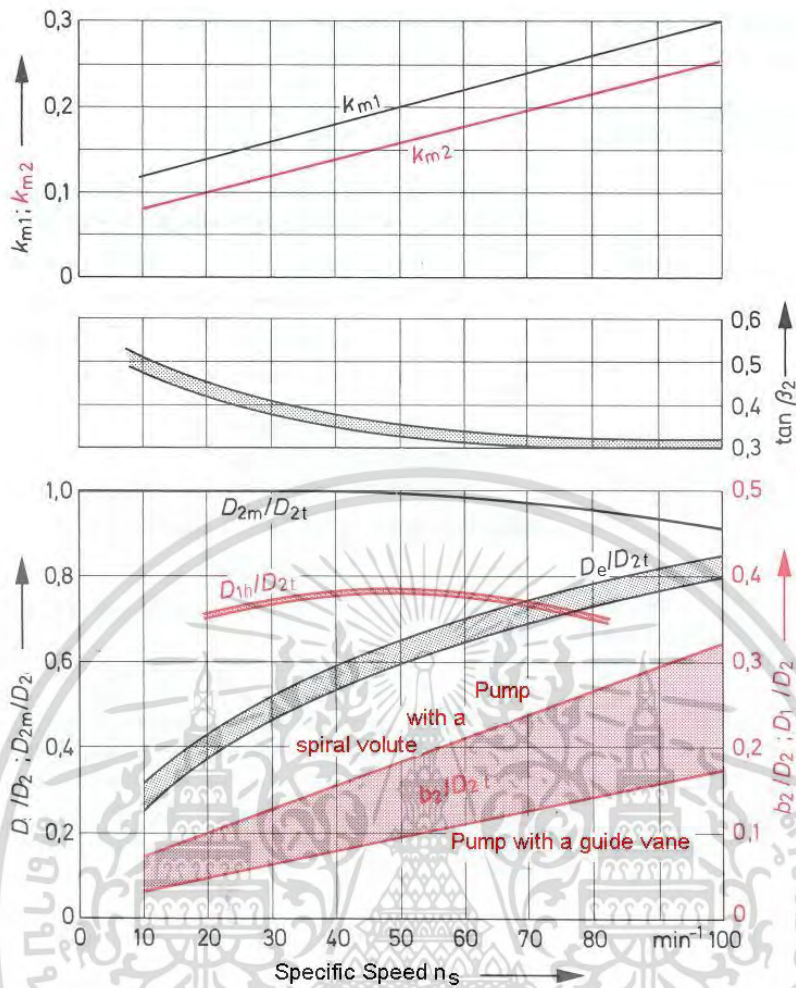
รูปที่ 3.6 กราฟแสดงค่า Specific speed (σ)

สมการหาค่าความกว้างใบพัด (Blade width outlet: b_2)

$$b_2 = \frac{Q'}{\pi D_2 C_{2m}} = \frac{Q}{\eta_V \pi D_2 C_{2m}}$$

ดังนั้น (C_{2m}) สามารถหาค่าได้จากรูปความสัมพันธ์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.7 กราฟแสดงความสัมพันธ์ Specific speed (n_s), Blade width (b), Diameter (D)

จากสมการ:

$$C_{2m} = k_{m2} \sqrt{2gH}$$

เมื่อ (อ่านได้จากรูปกราฟ) : $k_{m2} = 0.11$

ดังนั้น

$$C_{2m} = 3.45 \text{ m/s}$$

$$b_2 = \frac{0.0833}{0.965 \times \pi \times 0.4 \times 3.45} = 0.0199\text{m} \approx 20\text{mm}$$

สมการหาค่ามุมปีกใบพัด (Blade Angle: β_0)

$$\beta_0 = \tan^{-1} \left(\frac{C_{om}}{U_1} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{C_{om}}{\pi D_1 n} \right)$$

$$\beta_0 = \tan^{-1} \left(\frac{4}{\pi \times 0.175 \times 1450 / 60} \right) = 16.75^\circ$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไมออนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สมการหาค่ามุมปีกใบพัด (β_2) โดยการประมาณค่าจากรูปกราฟ

$$\tan\beta_2 \approx 0.4 - 0.43$$

$$\beta_2 = 21.8^\circ \text{ to } 23.3^\circ$$

ดังนั้นจำนวนปีกใบพัดสำหรับ Imperller จะได้จากวิธี stepanoff approach : $Z \approx \frac{\beta_2}{3} \approx 7$

จะได้สมการจำนวนปีกใบ (Number of Blades) ดังนี้:

$$Z = k \frac{D_1 + D_2}{D_2 - D_1} \sin\left(\frac{\beta_1 + \beta_2}{2}\right)$$

โดยค่า $K = 7$

เพราะฉะนั้นจะได้จำนวนปีกใบพัด: $Z = 6 \text{ Blades } \#.$



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 4

การออกแบบและค่าตัวแปรออกแบบ

4.1 วิธีการออกแบบ (Design Method)

วิธีการออกแบบใบจักรเริ่มพิจารณาจากการกำหนดค่าความเร็วรอบ N (rpm) เครื่องยนต์ เพื่อใช้หาค่ากำลังนำส่ง (Delivered Power, P_D) และขนาดใบจักร D ด้วยความเร็ว คือ V_S ดังต่อไปนี้

- **Step 1:** เลือกชนิดใบจักรที่จะใช้โดยจะขึ้นอยู่กับชนิดของเรือ ประสิทธิภาพสูงสุด เสียงน้อยที่สุด มีความคล่องแคล่วในการปฏิบัติงาน การประหยัดเชื้อเพลิง และการบำรุงรักษา

- **Step 2:** หาจำนวนใบที่ต้องการ โดยต้องหลีกเลี่ยงปัญหาความถี่ธรรมชาติของโครงสร้าง และอุปกรณ์ต่างๆ

- **Step 3:** หาอัตราส่วนเนื้อที่คลี่แบน (Blade Area Ratio; BAR) ซึ่งจะถูกละเลือกเพื่อหลีกเลี่ยง Cavitation ที่จะเกิดบนใบจักร ค่า BAR ยิ่งมากก็จะทำให้เกิด Cavitation น้อยลง แต่จะมีปัญหาแรงดันต่อหน้าตมมากขึ้น ซึ่งส่งผลต่อการสูญเสียพลังงาน ในงานวิจัยนี้จะกำหนดค่า BAR ที่ 0.5 และ 0.35 หรืออาจจะเลือกใช้วิธีการคำนวณค่า BAR ก็ได้แต่ต้องพิจารณาตัวแปรอื่นประกอบ

- **Step 4:** หาค่า Taylor Wake Fraction (W_T) จากผลการทดลอง จากผลที่มีการเผยแพร่ หรือผลจากการทดสอบโมเดล โดยในงานวิจัยนี้จะกำหนดให้เท่ากับ 0.1 โดยอ้างอิงจากข้อมูล กรมอุทกหารเรือ

- **Step 5:** หาค่าความเร็วก้าวหน้า (V_A) โดยสามารถคำนวณได้จากสมการ

$$V_A = (1 - W_T) V_S$$

- **Step 6:** หาขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของลำตัวบริเวณด้านหลัง และค่าสัมประสิทธิ์ ซึ่งคำนวณจาก D_{MAX} โดยส่วนใหญ่จะคิดเป็นเปอร์เซ็นต์ของการกินน้ำลึก

$$D_{MAX} = D_B = \alpha_T$$

เมื่อ

$\alpha_T < 0.65$ สำหรับเรือประเภท Bulk Carriers และ Tankers

$\alpha_T < 0.74$ สำหรับเรือประเภท Containers

เอกสารนี้เป็นเอกสารทบทวนวิชาสำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ในส่วนงานวิจัยนี้เป็นการประยุกต์ใช้ α_T สำหรับเรือประมงน้ำตื้น และเรือหางยาวไทยโดยกำหนดค่า $\alpha_T = 0.1$ เพราะค่าดังกล่าวนี้จะแปรผันตามภาระโหลดที่เกิดขึ้นบนใบจักร ในงานประมงน้ำตื้นต้องกำหนดให้น้อยที่สุด คืออยู่ที่ 0.1

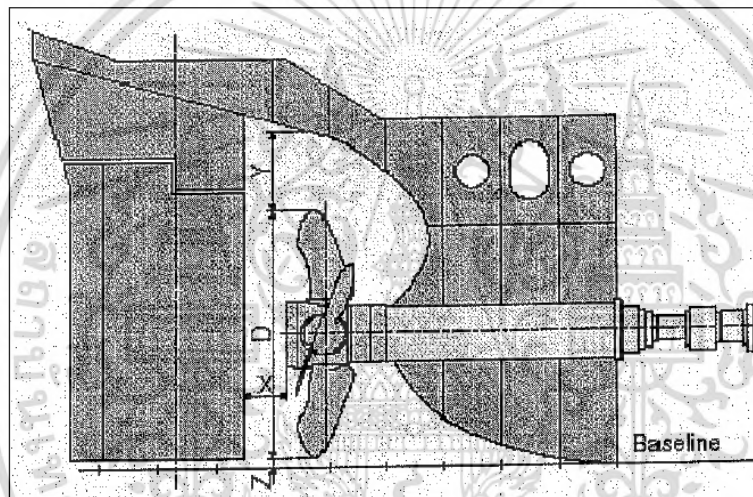
ในส่วนค่าเส้นผ่านศูนย์กลางด้านหลังลำตัว (D_B) และ ระดับกินน้ำลึกของเรือ (T) แสดงดังรูปที่ (4.1) ซึ่งเมื่อได้ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางด้านหลังลำตัวแล้วขนาดของใบจักรจะใหญ่ไม่เกินขนาดดังกล่าว เพื่อได้ประสิทธิภาพใบจักรสูงสุด โดยปกติจะกำหนดให้ระยะระหว่างลำตัวเรือกับใบจักร (Y) ระยะระหว่างใบจักรกับหางเสือ (X) และ ระยะระหว่างใบจักรกับ Baseline (Z) จะมีค่าดังนี้

ระยะในแกน X ประมาณ 5% - 10% ของ D

ระยะในแกน Y ประมาณ 10% - 15% ของ D

ระยะในแกน Z มากถึง 5% ของ D

ค่า D_B ไม่ควรเกินค่ากำหนด ของระยะระหว่างลำตัวเรือกับใบจักร (Y)



รูปที่ 4.1 แสดง การวัดระยะสำคัญต่างๆ บริเวณโครงสร้างใบจักร [6]

- Step 7: เส้นผ่านศูนย์กลาง Open Water (D_O) คำนวณได้จากการเพิ่มค่า D_B อีก 5% สำหรับใบจักรเดี่ยว และ 3% สำหรับใบจักรคู่ $D_O = \frac{D_B}{1 - 0.05}$: สำหรับใบจักรเดี่ยว

- Step 8: เส้นผ่านศูนย์กลางของ D_O ควรจะใช้กำลังงานส่ง (Delivered Power) สำหรับ Trial Condition ที่ค่า rpm ที่เหมาะสมและสอดคล้องกับประสิทธิภาพสูงสุดของใบจักร

- Step 9: จากไดอะแกรม กำลัง-ความเร็ว (P_g & V_s) ค่า $P_{S,Trial}$ จะอ่านจากตำแหน่งค่าของ $V_{S,Trial}$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- **Step 10:** ประสิทธิภาพการขับเคลื่อน (Propulsive Efficiency) η_D หาจากการคำนวณซ้ำ (Iteration) สำหรับค่าที่เหมาะสมของ N (rpm) เบื้องต้นสมมุติ ค่า η_D เช่น $(\eta_{D,Assumed}) = 0.7$ และกำลังงานส่ง (Delivered Power) P_D ได้จาก

$$P_{D,Trial} = \frac{P_{E,Trial}}{\eta_{D,Assumed}}$$

- **Step 11:** ค่า B_p และ δ คำนวณได้จากช่วงของความเร็รรอบ N เช่น ($N = 80 - 120$)

- **Step 12:** จากไดอะแกรม B_p - δ ค่าประสิทธิภาพใบจักรแบบ Open Water, ค่า η_O อ่านได้ที่ตำแหน่งสอดคล้องกับ B_p - $\delta(D_O)$

- **Step 13:** ค่า N (rpm) กับ η_O ได้ถูก Plots และค่า $\eta_{O,Max}$, N จะอ่านค่าได้จากไดอะแกรม

- **Step 14:** ค่า η_D คำนวณได้จาก

$$\eta_{D,calculated} = \eta_H \eta_R \eta_O = \left(\frac{1-t}{1-w} \right) \cdot \eta_R \eta_O$$

- **Step 15:** ค่าความแตกต่างระหว่าง $\eta_{D,Calculated}$ กับ $\eta_{D,Assumed}$ คำนวณได้จาก

$$\varepsilon = \left| \eta_{D,Calculated} - \eta_{D,Assumed} \right|$$

คำนวณในกรณี

ถ้า $\varepsilon > \varepsilon_{threshold}$ ให้กลับไป Step 10 ใหม่ และ สมมุติค่า $\eta_{D,Calculated} = \eta_{D,Assumed}$

ถ้า $\varepsilon \leq \varepsilon_{threshold}$, $\eta_{D,Calculated}$ จบการคำนวณซ้ำและค่า η_D ล่าสุดที่คำนวณได้ คือ $\eta_{D,Calculated}$

- **Step 16:** จากค่าสุดท้ายของ η_D ค่ากำลัง Break Power [$P_{B,Trial}$] คำนวณได้จาก

$$P_{B,Trial} = \frac{P_{E,Trial}}{\eta_D \eta_S} = \frac{P_D}{\eta_S}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- Step 17: ค่ากำลังติดตั้งสูงสุด (P_B) เท่ากับ

$$P_B = \frac{P_{B,Trial}}{0.85}$$

- Step 18: คำนวณ (P_D) ได้จาก

$$P_D = P_B \eta_s$$

- Step 19: คำนวณ (B_P และ δ_B) ได้จาก

$$B_P = 1.158 \cdot \left(\frac{N \cdot P_D^{1/2}}{V_A^{2.5}} \right)$$

และ

$$\delta_B = 3.2808 \cdot \left(\frac{N \cdot D_B}{V_A} \right)$$

- Step 20: ค่า $\frac{P_B}{D_B}$ อ่านค่าจากการคำนวณ (B_P , δ_B) จากไดอะแกรม ($B_P - \delta$) และ ค่า Mean Face Pitch ที่คำนวณได้

4.1.1 การเลือกเครื่องยนต์

จากค่า Typical Engine Layout Diagram จะมีค่า Limits 2 ค่า คือ ค่า Constant Mean Effective Pressure (MEP) ของเส้น L_1-L_3 และ L_2-L_4 และมีอีก 2 ค่าความเร็วรอบเครื่องคงที่ของเส้น L_1-L_2 และ L_3-L_4 เมื่อจุด L_1 คือ จุดที่เครื่องยนต์ทำงานได้อย่างต่อเนื่องสูงสุด ภายใต้เส้นกราฟสามารถเลือกค่า MCR ที่ตำแหน่ง M ของเครื่องยนต์ได้อย่างอิสระ และ ค่าที่เหมาะสมที่สุด O ซึ่งเป็นจุดที่เหมาะสมสำหรับเรือและการทำงาน ข้อที่ควรระวังที่ตำแหน่งค่าต่ำสุดของการกินน้ำมันเชื้อเพลิงสำหรับที่ตำแหน่งเหมาะสมจุด O ต่ำลงประมาณ 80% ของกำลังเครื่องยนต์ จากข้างต้น สามารถลากเส้นเพื่อเลือกกำลังของเครื่องยนต์สำหรับระบบขับเคลื่อนได้ โดยค่าจุด M ของ MCR ควรที่จะอยู่ภายในเส้นกรอบของไดอะแกรม ถ้าอยู่นอก ค่าความเร็วรอบของใบจักรที่จะต้องเปลี่ยน หรือควรเลือกขนาดของเครื่องยนต์ใหม่ ช่วงการทำงานของเครื่องยนต์ควรจะอยู่ระหว่าง 10 ถึง 15% ของ MCR โดยจุดนี้เป็นจุดที่ใช้สำหรับการทำงานอย่างต่อเนื่องของเครื่องยนต์ที่ถูกกำหนดจากเจ้าของเรือหรือจากคู่มือเรือ และไม่นำให้เครื่องยนต์ทำงานที่จุด 100% ของ MCR เป็นระยะเวลานานๆ เพราะจะทำให้สูญเสียประสิทธิภาพของเครื่องยนต์ลง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- **Step 21:** เมื่อได้รอบ rpm ที่เหมาะสม และค่ากำลังของเครื่องยนต์ $P_{B(Trial)}$ ที่เงื่อนไข Trial Conditions และค่ากำลังติดตั้งต่อเนื่องสูงสุด สำหรับการเลือกเครื่องยนต์เพื่อกำหนดให้แก่ผู้ผลิตต่อไป พิจารณาจากกราฟ MCR ของเครื่องยนต์

- สมมติจำนวนกระบอกสูบ
- คำนวณหาค่ากำลังที่ต้องการติดตั้ง
- เลือกจุดที่เหมาะสมของ rpm และช่วงกำลัง จากช่วงของเครื่องยนต์

ประมาณสมรรถนะในช่วงการทำงาน โดยประมาณความเร็วเรือและรอบการหมุนของใบจักรในช่วงการทำงาน of เครื่องยนต์ที่ตำแหน่ง 85% ของ MCR

- **Step 22:** คำนวณหาค่า

$$P_{D,Service} = P_B \cdot \eta_S$$

- **Step 23:** เลือกค่า W_T ใหม่ตามผลกระทบที่เกิดขึ้นจากผิวเรือ, คลื่น, ลม ฯลฯ โดยคำนวณจาก

$$W_{T,Trial} = 1.1 \cdot W_{T,Service}$$

- **Step 24:** สมมติค่า t และ η_R ตามที่ได้ประมาณเบื้องต้น

- **Step 25:** ประมาณค่า $\eta_{D,Service}$ ตัวอย่าง ($\eta_{D,Service (Assumed)} = 0.7$)

- **Step 26:** คำนวณค่า P_E ได้จาก

$$P_{E,Service} = P_{D,Service} \cdot \eta_{D,Service}$$

- **Step 27:** อ่านค่ากราฟกำลังกับความเร็ว $V_{S,Service}$ ที่ตำแหน่ง $P_{E,Service}$ ได้

- **Step 28:** คำนวณค่า V_A ได้จาก

$$V_A = [V_{S,Service} \cdot (1 - W_{T,Service})]$$

- **Step 29:** คำนวณค่าจากช่วงของ N_S และคำนวณค่า $B_P - \delta_B$ จากการ Plots กราฟของ $B_P - \delta_B$

จากสมการ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$B_p = 1.158 \cdot \left(\frac{N \cdot P_D^{\frac{1}{2}}}{V_A^{2.5}} \right)$$

และ

$$\delta_B = 3.2808 \cdot \left(\frac{N \cdot D_B}{V_A} \right)$$

- Step 30: อ่านค่า η_O จากกราฟที่จุดตัดของ $B_p - \delta_B$ ตัดกับ $\frac{P_B}{D_B}$

- Step 31: คำนวณค่า η_D ได้จาก

$$\eta_{D, \text{calculated}} = \eta_H \eta_R \eta_O = \left(\frac{1-t}{1-W_{T, \text{Service}}} \right) \cdot \eta_R \eta_O$$

- Step 32 : ค่าความแตกต่างระหว่าง $\eta_{D, \text{Calculated}}$ กับ $\eta_{D, \text{Assumed}}$ คำนวณได้จาก

$$\varepsilon = \left| \eta_{D, \text{Calculated}} - \eta_{D, \text{Assumed}} \right|$$

ต้องคำนวณซ้ำ โดย

- ถ้าค่า $\varepsilon > \varepsilon_{\text{threshold}}$ ให้กลับไปทำที่ Step 25 ใหม่ และ สมมติค่า $\eta_{D, \text{Calculated}} = \eta_{D, \text{Assumed}}$

- ถ้าค่า $\varepsilon \leq \varepsilon_{\text{threshold}}$, $\eta_{D, \text{Calculated}}$ ให้คำนวณต่อไป

- Step 33: คำนวณค่า

$$P_{E, \text{Service}} = P_{D, \text{Service}} \cdot \eta_{D, \text{Service (Latest)}}$$

- Step 34: จากกราฟ ความเร็ว-กำลัง (V_S & P_E) ค่าของ $V_{S, \text{Service}}$ ได้จากการอ่านที่จุด $P_{E, \text{Service}}$ และนี่คือ “ความเร็วใช้งาน”

- Step 35: ค่า B_p และ δ_B อ่านได้จากกราฟที่จุดตัดจาก Step 34 ค่า $N_{S, \text{Service}}$ คำนวณได้จาก

$$N_{S, \text{Service}} = \left[\frac{\delta_B \cdot V_A}{3.2808 \cdot D_B} \right]$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โดยในการหาพื้นที่ผิวใบจักร (BAR) และการควบคุมโพรงอากาศ (Cavitation Control) นั้นเป็นกระบวนการภายใต้เงื่อนไขในการทดลอง (Trial Conditions) ส่งผลให้เรือมีความเร็วสูงสุดตามเงื่อนไขในการทดลอง

- **Step 36:** ค่า Cavitation Number (σ_R) คำนวณได้จากเงื่อนไขในการทดลอง

- **Step 37:** จากกฎของ Burrell's และกราฟ Cavitation ภายใต้ขีดจำกัดบนของค่าสัมประสิทธิ์ (τ_C) จะได้ค่า Cavitation Number (σ_R)

- **Step 38:** คำนวณค่า

- Projected Area (A_P)
- Developed Area (A_D)
- Blade Area Ratio (BAR)

ในการคำนวณค่า ถ้าค่า Blade Area Ratio (BAR) ได้น้อยกว่า Blade Area Ratio (BAR) ที่เลือกไว้ ถือว่าการออกแบบนี้เสร็จสมบูรณ์ แต่ถ้าค่า Blade Area Ratio (BAR) ได้มากกว่า Blade Area Ratio (BAR) ที่เลือกไว้ ให้เลือกค่า Blade Area Ratio (BAR) ใหม่ที่มากกว่าเดิม และทำการคำนวณหาค่า Blade Area Ratio (BAR) ใหม่ในลักษณะการวนลูป (Loop)

4.2 ตัวแปรการออกแบบ (Data parameters of Design)

4.2.1 ค่าพิกัดความหนาปีกใบจักร Propeller Type B3-30-50

r/R	0.20	0.30	0.40	0.50	0.60	0.70	0.80	0.90	0.95	1
ยาวจาก $C_L - T.E.$	28.13	30.70	33.17	35.34	37.29	39.00	40.04	39.20	36.78	22.51
ยาวจาก $C_L - L.E.$	39.14	42.70	44.99	45.78	44.84	41.93	35.88	25.75	17.05	0.00
ยาวทั้งหมด	67.27	73.40	78.16	81.12	82.13	80.93	75.92	64.95	53.83	0.00
T'Max ห่างจากขอบหน้า	25.58	28.90	31.47	33.55	37.36	41.64	41.32	34.75	26.15	0.00
ความหนาของปีกใบจักรที่รัศมีต่างๆ	1.07	0.85	0.82	0.70	0.57	0.45	0.32	0.20	0.07	0.00

ข้อมูลจำเพาะของใบจักร Type B3-30-50	
Diameter	240 mm.
Pitch	226 mm.
Rake Angle	30°
BAR.	0.50

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ข้อมูลจำเพาะของใบจักร Type B3-30-50	
No. of Blade	3 ใบ
ความเร็วเรือออกแบบ	10 Knots
ทิศทางการหมุนของใบ	หมุนขวา

พิกัดความหนาของปีกใบจักร Type B3-30-50													
Back of Blade (ด้านหลังปีก)													
r/R	Trailing Edge					T'Max	Leading Edge						
	100%	80%	60%	40%	20%		20%	40%	60%	80%	90%	95%	100%
0.95		0.34	0.54	0.65	0.72	0.74	0.72	0.64	0.54	0.34	0.23	0.18	
0.90		0.85	1.31	1.63	1.81	1.87	1.81	1.63	1.31	0.85	0.58	0.43	
0.80		1.24	2.04	2.56	2.90	3.00	2.91	2.65	2.06	1.46	1.05	0.78	
0.70		1.64	2.77	3.50	3.99	4.12	4.03	3.66	3.09	2.36	1.83	1.46	
0.60		2.12	3.53	4.49	5.08	5.25	5.15	4.79	4.17	3.35	2.75	2.29	
0.50		2.78	4.37	5.50	6.19	6.38	6.26	5.90	5.25	4.33	3.63	3.11	
0.40		3.59	5.28	6.50	7.28	7.51	7.37	7.00	6.33	5.29	4.52	3.93	
0.30		4.41	6.19	7.50	8.36	8.64	8.50	8.12	7.41	6.27	5.42	4.75	
0.20		5.22	7.10	8.49	9.27	9.76	9.63	9.23	8.50	7.27	6.29	5.57	
Face of Blade (ด้านหน้าปีก)													
r/R	100%	80%	60%	40%	20%	T'Max	20%	40%	60%	80%	90%	95%	100%
0.80						2.97							0.21
0.70						4.09					0.02	0.09	0.65
0.60	0.26					5.22				0.03	0.22	0.43	1.27
0.50	0.61	0.10				6.35			0.03	0.26	0.53	0.84	1.92
0.40	1.33	0.45	0.10			7.48		0.02	0.19	0.57	0.93	1.33	2.57
0.30	2.17	1.04	0.49	0.14		8.61		0.10	0.39	0.92	1.42	1.90	3.23
0.20	2.91	1.76	1.05	0.52	0.14	9.73	0.03	0.21	0.56	1.30	1.97	2.54	3.89

4.2.2 ค่าพิกัดความหนาปีกใบจักร Propeller Type B3-30-35

r/R	0.20	0.30	0.40	0.50	0.60	0.70	0.80	0.90	0.95	1
ยาวจาก $C_L - T.E.$	28.45	32.00	35.50	38.97	42.21	44.69	45.80	43.35	38.63	16.20
ยาวจาก $C_L - L.E.$	42.87	47.48	50.73	52.17	51.54	48.35	41.61	28.90	17.82	0.00
ยาวทั้งหมด	71.32	79.48	86.23	91.14	93.75	93.04	87.41	72.25	56.45	0.00
T'Max ห่างจากขอบหน้า	25.21	28.07	30.43	32.58	36.52	40.91	41.39	35.62	27.72	0.00
ความหนาของปีกใบจักรที่ รัศมีต่างๆ	0.97	0.86	0.75	0.64	0.52	0.41	0.30	0.18	0.07	0.00

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ข้อมูลจำเพาะของใบจักร Type B3-30-35	
Diameter	240 mm.
Pitch	222 mm.
Rake Angle	30°
BAR.	0.35
No. of Blade	3 ใบ
ความเร็วเรือออกแบบ	10 Knots
ทิศทางการหมุนของใบ	หมุนขวา

พิกัดความหนาของปีกใบจักร Type B3-30-35													
Back of Blade (ด้านหลังปีก)													
r/R	Trailing Edge					T'Max	Leading Edge						
	100%	80%	60%	40%	20%		20%	40%	60%	80%	90%	95%	100%
0.95		0.34	0.54	0.65	0.72	0.74	0.72	0.66	0.54	0.34	0.23	0.18	
0.90		0.85	1.31	1.63	1.81	1.87	1.81	1.63	1.31	0.85	0.58	0.43	
0.80		1.24	2.04	2.56	2.90	3.00	2.91	2.65	2.06	1.46	1.05	0.78	
0.70		1.64	2.77	3.50	3.99	4.12	4.03	3.66	3.09	2.36	1.83	1.46	
0.60		2.12	3.53	4.49	5.08	5.25	5.15	4.79	4.17	3.35	2.75	2.29	
0.50		2.78	4.37	5.50	6.19	6.38	6.26	5.90	5.25	4.33	3.63	3.11	
0.40		3.59	5.28	6.50	7.28	7.51	7.37	7.00	6.33	5.29	4.52	3.93	
0.30		4.41	6.19	7.50	8.36	8.64	8.50	8.12	7.41	6.27	5.42	4.75	
0.20		5.22	7.10	8.49	9.27	9.76	9.63	9.23	8.50	7.27	6.29	5.57	
Face of Blade (ด้านหน้าปีก)													
r/R	100%	80%	60%	40%	20%	T'Max	20%	40%	60%	80%	90%	95%	100%
0.80						2.97							0.21
0.70						4.09					0.02	0.09	0.65
0.60	0.26					5.22				0.03	0.22	0.43	1.27
0.50	0.61	0.10				6.35			0.03	0.26	0.53	0.84	1.92
0.40	1.33	0.45	0.10			7.48		0.02	0.19	0.57	0.93	1.33	2.57
0.30	2.17	1.04	0.49	0.14		8.61		0.10	0.39	0.92	1.42	1.90	3.23
0.20	2.91	1.76	1.05	0.52	0.14	9.73	0.03	0.21	0.56	1.30	1.97	2.54	3.89

4.2.3 ค่าพิกัดความหนาปีกใบจักร Propeller Type B3-20-50

r/R	0.20	0.30	0.40	0.50	0.60	0.70	0.80	0.90	0.95	1
ยาวจาก $C_L - T.E.$	28.45	32.00	35.50	38.97	42.21	44.69	45.80	43.35	38.63	16.20
ยาวจาก $C_L - L.E.$	42.87	47.48	50.73	52.17	51.54	48.35	41.61	28.90	17.82	0.00
ยาวทั้งหมด	71.32	79.48	86.23	91.14	93.75	93.04	87.41	72.25	56.45	0.00
T'Max ห่างจากขอบนำ	25.21	28.07	30.43	32.58	36.52	40.91	41.39	35.62	27.72	0.00

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

r/R	0.20	0.30	0.40	0.50	0.60	0.70	0.80	0.90	0.95	1
ความหนาของปีกใบจักรที่ รัศมีต่างๆ	0.97	0.86	0.75	0.64	0.52	0.41	0.30	0.18	0.07	0.00

ข้อมูลจำเพาะของใบจักร Type B3-20-50	
Diameter	240 mm.
Pitch	226 mm.
Rake Angle	20°
BAR.	0.50
No. of Blade	3 ใบ
ความเร็วเรือออกแบบ	10 Knots
ทิศทางการหมุนของใบ	หมุนขวา

พิกัดความหนาของปีกใบจักร Type B3-20-50													
Back of Blade (ด้านหลังปีก)													
r/R	Trailing Edge					T'Max	Leading Edge						
	100%	80%	60%	40%	20%		20%	40%	60%	80%	90%	95%	100%
0.95		0.34	0.54	0.65	0.72	0.74	0.72	0.66	0.54	0.34	0.23	0.18	
0.90		0.85	1.31	1.63	1.81	1.87	1.81	1.63	1.31	0.85	0.58	0.43	
0.80		1.24	2.04	2.56	2.90	3.00	2.91	2.65	2.06	1.46	1.05	0.78	
0.70		1.64	2.77	3.50	3.99	4.12	4.03	3.66	3.09	2.36	1.83	1.46	
0.60		2.12	3.53	4.49	5.08	5.25	5.15	4.79	4.17	3.35	2.75	2.29	
0.50		2.78	4.37	5.50	6.19	6.38	6.26	5.90	5.25	4.33	3.63	3.11	
0.40		3.59	5.28	6.50	7.28	7.51	7.37	7.00	6.33	5.29	4.52	3.93	
0.30		4.41	6.19	7.50	8.36	8.64	8.50	8.12	7.41	6.27	5.42	4.75	
0.20		5.22	7.10	8.49	9.27	9.76	9.63	9.23	8.50	7.27	6.29	5.57	
Face of Blade (ด้านหน้าปีก)													
r/R	100%	80%	60%	40%	20%	T'Max	20%	40%	60%	80%	90%	95%	100%
0.80						2.97							0.21
0.70						4.09					0.02	0.09	0.65
0.60	0.26					5.22				0.03	0.22	0.43	1.27
0.50	0.61	0.10				6.35			0.03	0.26	0.53	0.84	1.92
0.40	1.33	0.45	0.10			7.48		0.02	0.19	0.57	0.93	1.33	2.57
0.30	2.17	1.04	0.49	0.14		8.61		0.10	0.39	0.92	1.42	1.90	3.23
0.20	2.91	1.76	1.05	0.52	0.14	9.73	0.03	0.21	0.56	1.30	1.97	2.54	3.89

4.2.4 ค่าพิกัดความหนาปีกใบจักร Propeller Type B3-20-35

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

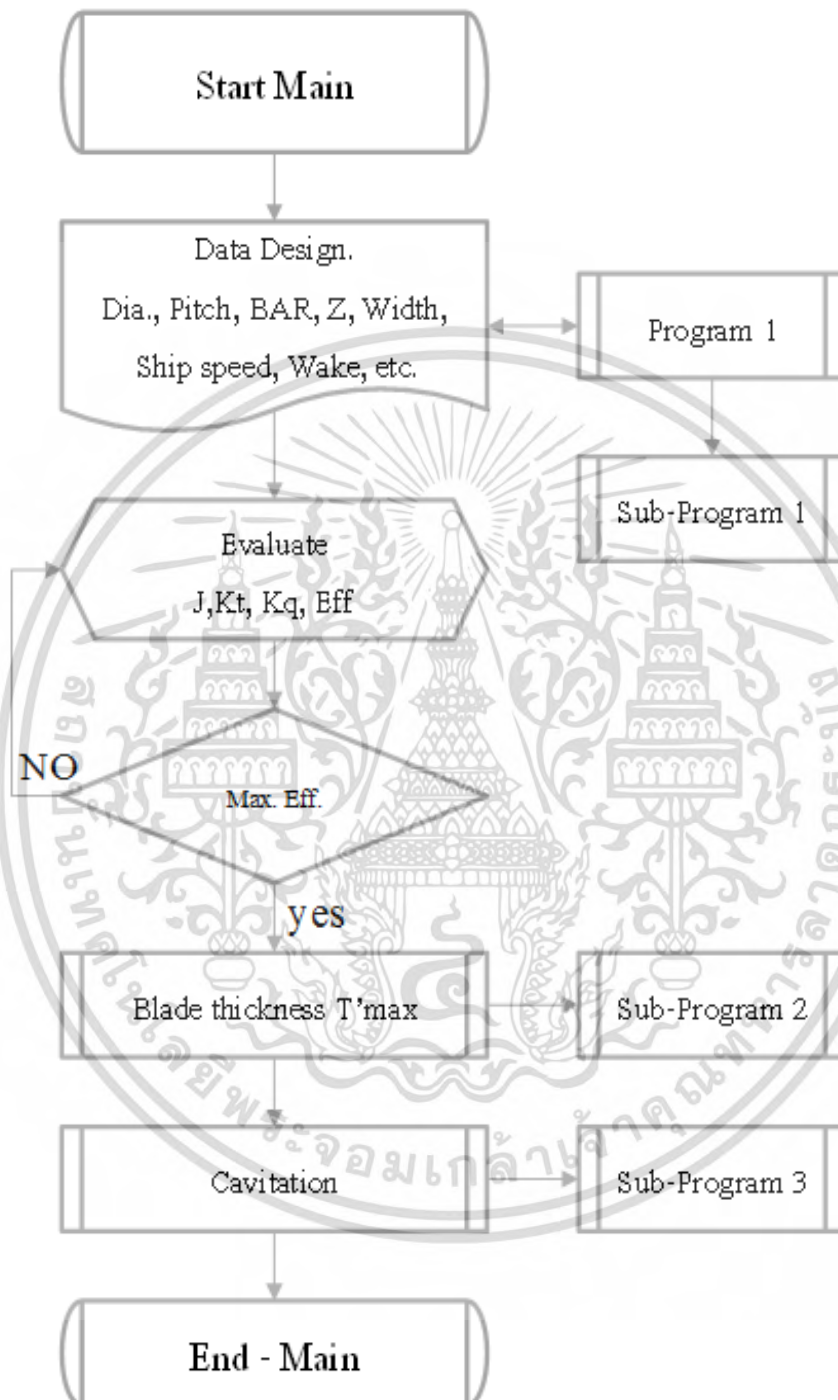
r/R	0.20	0.30	0.40	0.50	0.60	0.70	0.80	0.90	0.95	1
ยาวจาก $C_L - T.E.$	27.82	30.30	32.75	35.18	37.45	39.28	39.96	38.24	34.94	19.24
ยาวจาก $C_L - L.E.$	38.61	41.83	44.11	45.12	44.68	42.44	37.73	28.83	21.07	0.00
ยาวทั้งหมด	66.43	72.13	76.86	80.30	82.13	81.72	77.69	67.07	56.01	0.00
T'Max ห่างจากขอบหน้า	25.58	28.90	31.47	33.55	37.36	41.64	41.32	34.75	26.15	0.00
ความหนาของปีกใบจักรที่ รัศมีต่างๆ	1.07	0.85	0.82	0.70	0.57	0.45	0.32	0.20	0.07	0.00

ข้อมูลจำเพาะของใบจักร Type B3-20-35	
Diameter	240 mm.
Pitch	222 mm.
Rake Angle	20°
BAR.	0.35
No. of Blade	3 ใบ
ความเร็วเรือออกแบบ	10 Knots
ทิศทางการหมุนของใบ	หมุนขวา

พิกัดความหนาของปีกใบจักร Type B3-20-35													
Back of Blade (ด้านหลังปีก)													
r/R	Trailing Edge					T'Max	Leading Edge						
	100%	80%	60%	40%	20%		20%	40%	60%	80%	90%	95%	100%
0.95		0.34	0.54	0.65	0.72	0.74	0.72	0.66	0.54	0.34	0.23	0.18	
0.90		0.85	1.31	1.63	1.81	1.87	1.81	1.63	1.31	0.85	0.58	0.43	
0.80		1.24	2.04	2.56	2.90	3.00	2.91	2.65	2.06	1.46	1.05	0.78	
0.70		1.64	2.77	3.50	3.99	4.12	4.03	3.66	3.09	2.36	1.83	1.46	
0.60		2.12	3.53	4.49	5.08	5.25	5.15	4.79	4.17	3.35	2.75	2.29	
0.50		2.78	4.37	5.50	6.19	6.38	6.26	5.90	5.25	4.33	3.63	3.11	
0.40		3.59	5.28	6.50	7.28	7.51	7.37	7.00	6.33	5.29	4.52	3.93	
0.30		4.41	6.19	7.50	8.36	8.64	8.50	8.12	7.41	6.27	5.42	4.75	
0.20		5.22	7.10	8.49	9.27	9.76	9.63	9.23	8.50	7.27	6.29	5.57	
Face of Blade (ด้านหน้าปีก)													
r/R	100%	80%	60%	40%	20%	T'Max	20%	40%	60%	80%	90%	95%	100%
0.80						2.97							0.21
0.70						4.09					0.02	0.09	0.65
0.60	0.26					5.22				0.03	0.22	0.43	1.27
0.50	0.61	0.10				6.35			0.03	0.26	0.53	0.84	1.92
0.40	1.33	0.45	0.10			7.48		0.02	0.19	0.57	0.93	1.33	2.57
0.30	2.17	1.04	0.49	0.14		8.61		0.10	0.39	0.92	1.42	1.90	3.23
0.20	2.91	1.76	1.05	0.52	0.14	9.73	0.03	0.21	0.56	1.30	1.97	2.54	3.89

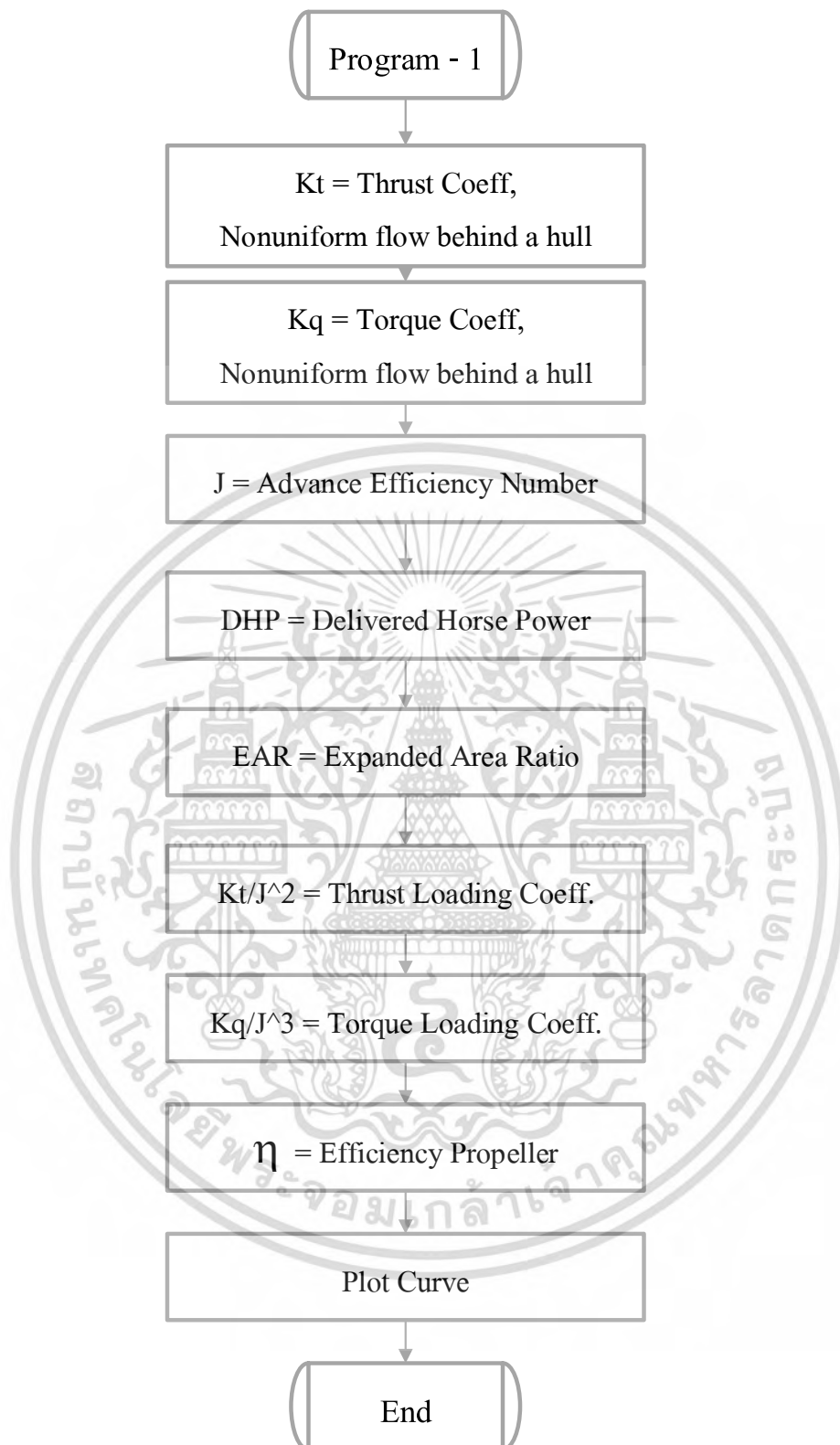
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.3 แผนผังการทำงานของโปรแกรมการออกแบบ (Flow Chart of Data Main Program for Design)



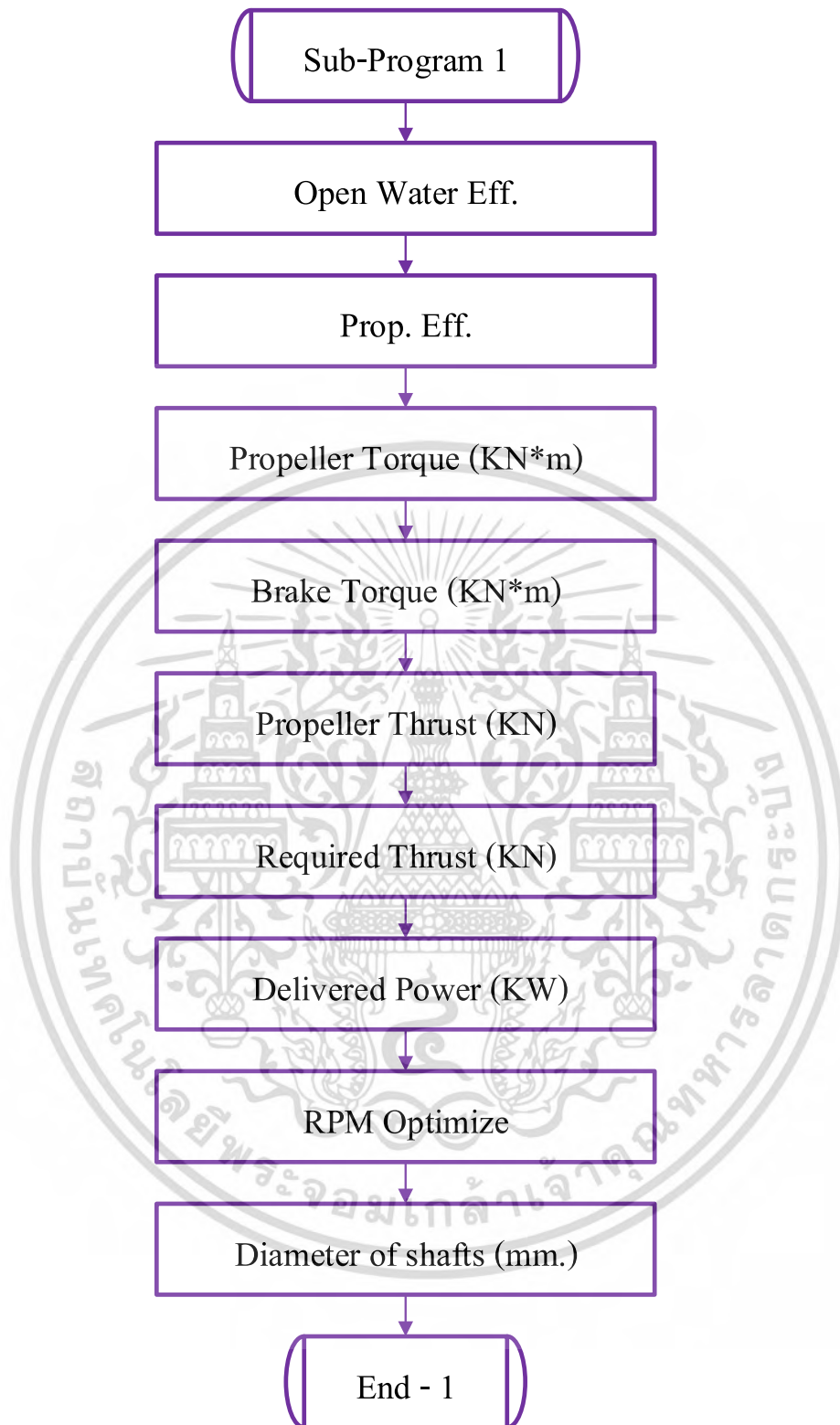
รูปที่ 4.2 แสดง แผนผัง Main Design Program

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



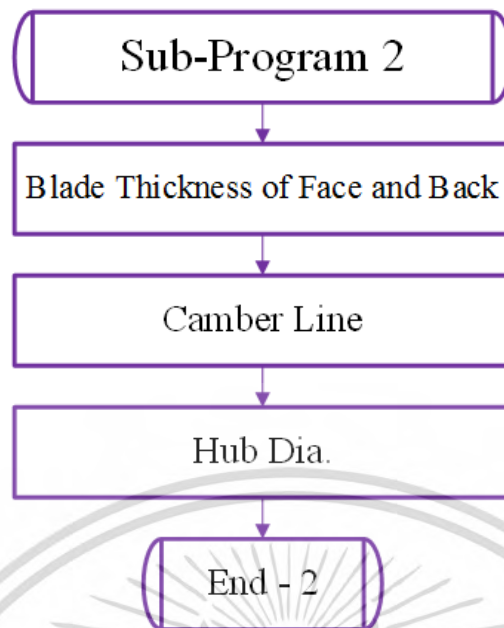
รูปที่ 4.3 แสดงแผนผัง Design Program – 1

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

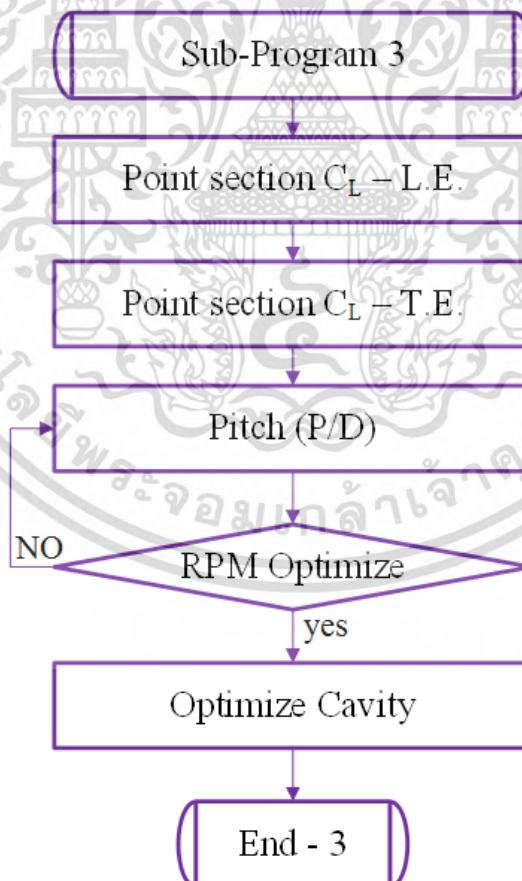


รูปที่ 4.4 แสดงแผนผัง Design Program - Sub Program 1

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.5 แสดงแผนผัง Design Program – Sub Program 2



รูปที่ 4.6 แสดงแผนผัง Design Program – Sub Program 3

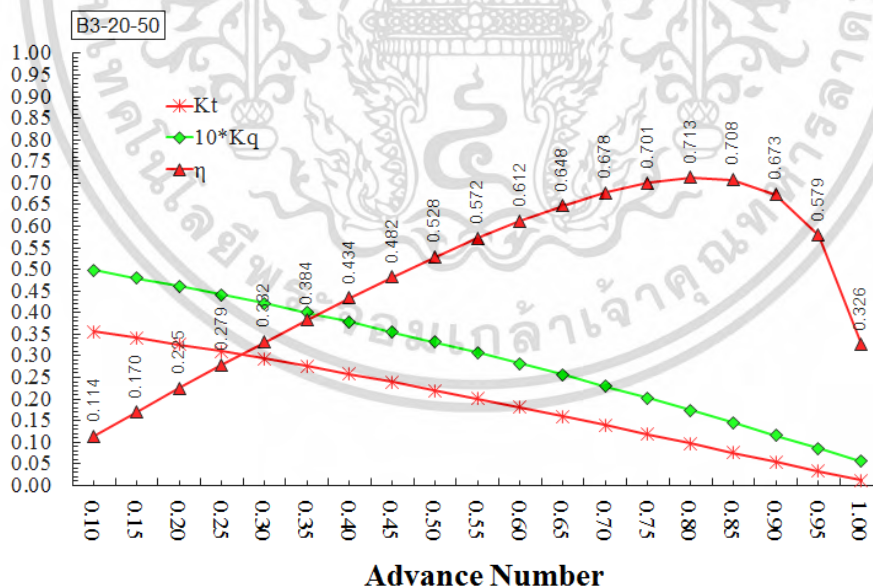
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.4 กราฟค่าการออกแบบ และมีติตัวแปรการออกแบบใบจักร

4.4.1 ใบจักรแบบ B3-20-50 (Propeller Model Type B3-20-50)

ตารางที่ 4.1 ค่ามิติการออกแบบใบจักร Model B3-20-50

Model Name	Model B3-20-50
Diameter, (m)	0.24
Number of blades	3
Effective Rake	20 ^o
Expanded area (Ae/Ao)	50
(P/D) _{mean}	0.866
Hub-diameter, (mm.)	40
Ship speed, (Knot)	10
Full-scale propeller, (rpm)	1200
Propeller rotational speed Test, (rpm)	850
Advance Number	0.713
Thrust coefficient	0.175
Open W. eff.	0.69
Cavitation number, $\sigma_{n@0.7R}$	1.3501



รูปที่ 4.7 กราฟแสดงจุด Match Point สำหรับการออกแบบใบจักร Model B3-20-50

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.8 แสดง Propeller Blade Model Scale Type B3-20-50

จากตารางที่ 4.1 ค่ามิติการออกแบบใบจักร เป็นการกำหนดตัวแปรหลักในการออกแบบ model blade เมื่อผ่านโปรแกรมการคำนวณซ้ำ ดังรูปที่ (4.7) เพื่อให้ได้จุด match point design โดยทำการปรับค่าเพื่อหาค่าประสิทธิภาพ (Efficiency curve : η) ที่ดีที่สุด เสร็จแล้วเลือกค่า match point แต่ผู้วิจัยจะไม่เลือกค่า Base Optimize ที่ Advance Number 0.713 เนื่องจากเมื่อทำการออกแบบ ใบจักรอาจจะมีโอกาสเกิด Shave Curve เกิดขึ้นได้ อันเนื่องมาจากตัวแปรอื่นๆ ที่ไม่สามารถควบคุม เช่น คลื่นผิวน้ำ คลื่นใต้น้ำ หรือแรงต้านกระแสน้ำที่กระทำกับตัวเรือ เป็นต้น เมื่อเสร็จสิ้นกระบวนการคำนวณก็จะได้ค่า match point layer ในแต่ละหน้าตัดใบจักร เริ่มตั้งแต่ดุมใบจักร (Hub) ถึง ปลายปีก (Tip Blade) เมื่อผ่านกระบวนการออกแบบและขึ้นรูปใบ ก็จะได้ Model blade ดังแสดงในรูปที่ (4.8) Model Type B3-20-50

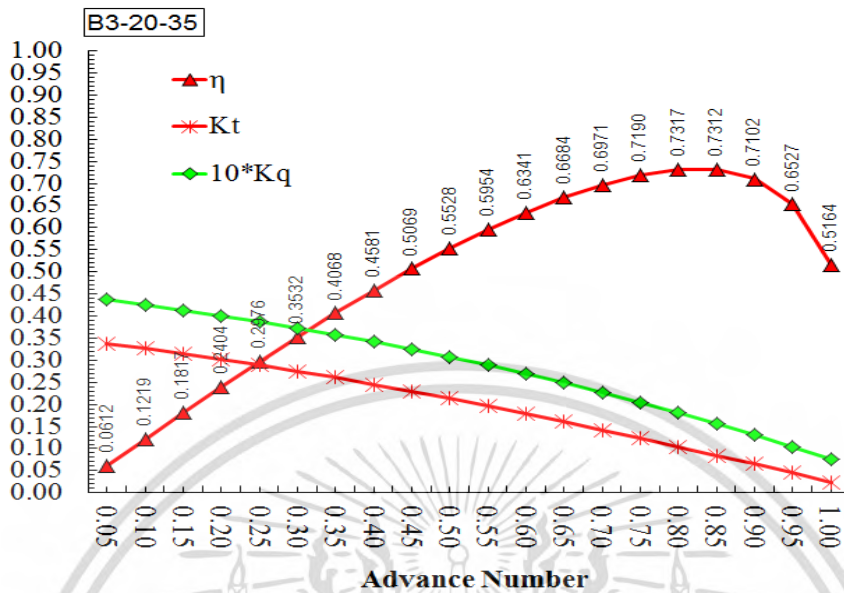
4.4.2 ใบจักรแบบ B3-20-35 (Model Type B3-20-35)

ตารางที่ 4.2 ค่ามิติการออกแบบใบจักร Model B3-20-35

Model Name	Model-B3-20-35
Diameter, (m)	0.24
Number of blades	3
Effective Rake	20°
Expanded area (A_e/A_o)	0.35
$(P/D)_{\text{mean}}$	0.941
Hub-diameter, (mm.)	40
Ship speed, (Knot)	10
Full-scale propeller, (rpm)	1200
Propeller rotational speed Test, (rpm)	850
Advance Number	0.7317
Thrust coefficient	0.0977
Open W. eff.	0.731

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อผู้เช่าเห็นใบใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Cavitation number, $\sigma_{n@0.7R}$	1.5663
--------------------------------------	--------



รูปที่ 4.9 กราฟแสดงจุด Match Point สำหรับการออกแบบใบจักร Model B3-20-35



รูปที่ 4.10 แสดง Propeller Blade Model Scale Type B3-20-35

จากตารางที่ 4.2 ค่ามิติการออกแบบใบจักร เป็นการกำหนดตัวแปรหลักในการออกแบบ model blade เมื่อผ่านโปรแกรมการคำนวณซ้ำ ดังรูปที่ (4.9) เพื่อให้ได้จุด match point design โดยทำการปรับค่าเพื่อหาค่าประสิทธิภาพ (Efficiency curve : η) ที่ดีที่สุด เสร็จแล้วเลือกค่า match point แต่ผู้วิจัยจะไม่เลือกค่า Base Optimize ที่ Advance Number 0.7317 เนื่องจากเมื่อทำการออกแบบ ใบจักรอาจจะมีโอกาสเกิด shave curve เกิดขึ้นได้ อันเนื่องมาจากตัวแปรอื่นๆ ที่ไม่สามารถควบคุม เช่น คลื่นผิวน้ำ คลื่นใต้น้ำ หรือ แรงต้านกระแสน้ำที่กระทำกับตัวเรือ เป็นต้น เมื่อเสร็จสิ้นกระบวนการคำนวณก็จะได้ค่า match point layer ในแต่ละหน้าตัดใบจักร เริ่มตั้งแต่คุมใบจักร (hub) ถึง ปลายปีก (tip blade) เมื่อ

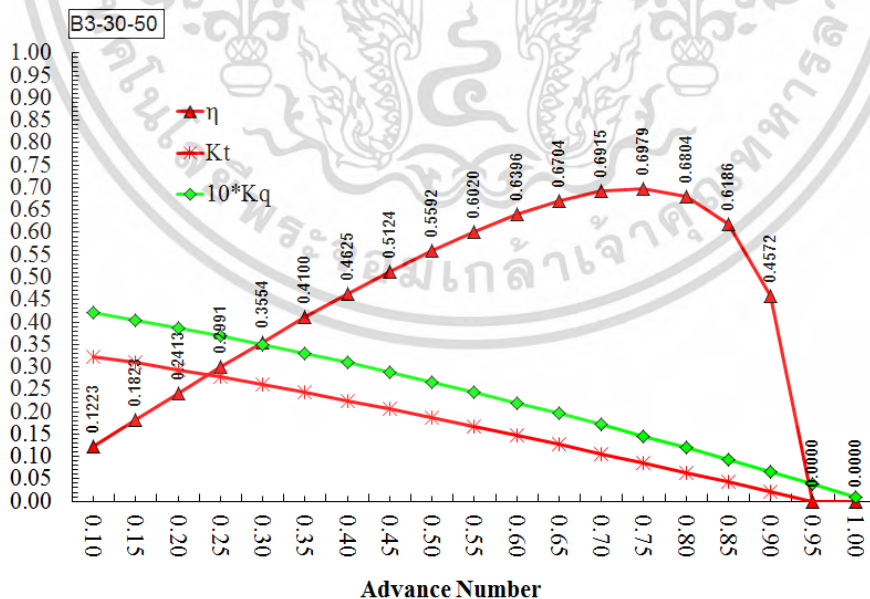
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ผ่านกระบวนการออกแบบและขึ้นรูปใบ ก็จะได้ Model blade ดังแสดงในรูปที่ (4.10) Model Type B3-20-35

4.4.3 ใบจักรแบบ B3-30-50 (Model Type B3-30-50)

ตารางที่ 4.3 ค่ามิติการออกแบบใบจักร Model B3-30-50

Model Name	Model-B (3-30-50)
Diameter, (m)	0.24
Number of blades	3
Effective Rake	30 ^o
Expanded area (Ae/Ao)	0.50
(P/D) _{mean}	0.866
Hub-diameter, (mm.)	40
Ship speed, (Knot)	10
Full-scale propeller, (rpm)	1200
Propeller rotational speed Test, (rpm)	850
Advance Number	0.6979
Thrust coefficient	0.1438
Open W. eff.	0.695
Cavitation number, $\sigma_n @ 0.7R$	1.6863



รูปที่ 4.11 กราฟแสดงจุด Match Point สำหรับการออกแบบใบจักร Model B3-30-50

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.12 แสดง Propeller Blade Model Scale Type B3-30-50

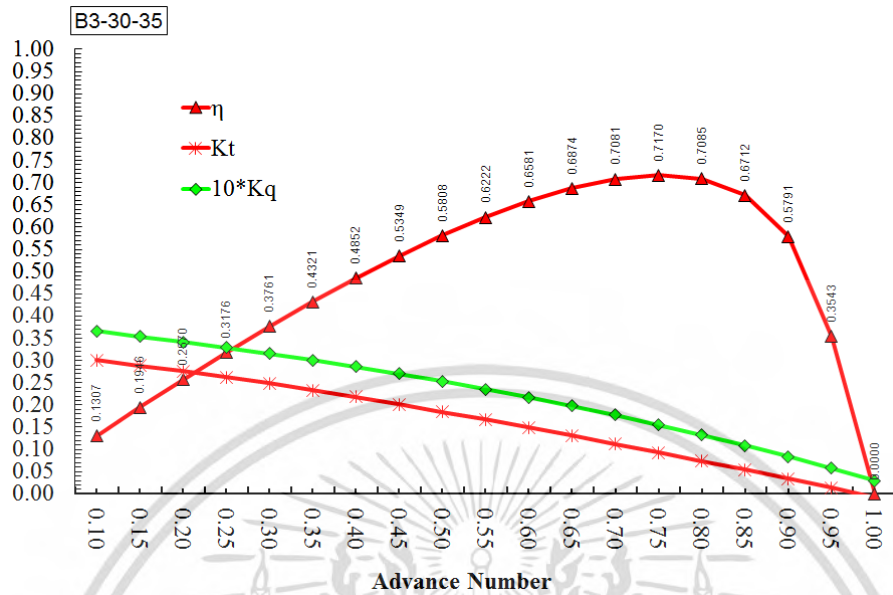
จากตารางที่ 4.3 ค่ามิติการออกแบบใบจักร เป็นการกำหนดตัวแปรหลักในการออกแบบ model blade เมื่อผ่านโปรแกรมการคำนวณซ้ำ ดังรูปที่ (4.11) เพื่อให้ได้จุด match point design โดยทำการปรับค่าเพื่อหาค่าประสิทธิภาพ (Efficiency curve : η) ที่ดีที่สุด เสร็จแล้วเลือกค่า match point แต่ผู้วิจัยจะไม่เลือกค่า Base Optimize ที่ Advance Number 0.6979 เนื่องจากเมื่อทำการออกแบบ ใบจักรอาจจะมีโอกาสเกิด shave curve เกิดขึ้นได้ อันเนื่องมาจากตัวแปรอื่นๆ ที่ไม่สามารถควบคุม เช่น คลื่นผิวน้ำ คลื่นใต้น้ำ หรือ แรงต้านกระแสน้ำที่กระทำกับตัวเรือ เป็นต้น เมื่อเสร็จสิ้นกระบวนการคำนวณก็จะได้ค่า match point layer ในแต่ละหน้าตัดใบจักร เริ่มตั้งแต่คุมใบจักร (hub) ถึง ปลายปีก (tip blade) เมื่อผ่านกระบวนการออกแบบและขึ้นรูปใบ ก็จะได้ Model blade ดังแสดงในรูปที่ (4.12) Model Type B3-30-50

4.4.4 ใบจักรแบบ B3-30-35 (Model Type B3-30-35)

ตารางที่ 4.4 ค่ามิติการออกแบบใบจักร Model B3-30-35

Model Name	Model-B (3-30-35)
Diameter, (m)	0.24
Number of blades	3
Effective Rake	30°
Expanded area (A_e/A_o)	0.35
$(P/D)_{\text{mean}}$	0.941
Hub-diameter, (mm.)	40
Ship speed, (Knot)	10
Full-scale propeller, (rpm)	1200
Propeller rotational speed Test, (rpm)	850
Advance Number	0.7170
Thrust coefficient	0.0853
Open W. eff.	0.714

Cavitation number, $\sigma_{n@0.7R}$	1.7626
--------------------------------------	--------



รูปที่ 4.13 กราฟแสดงจุด Match Point สำหรับการออกแบบใบจักร Model B3-30-35



รูปที่ 4.14 แสดง Propeller Blade Model Scale Type B3-30-35

จากตารางที่ 4.4 ค่ามิติการออกแบบใบจักร เป็นการกำหนดตัวแปรหลักในการออกแบบ model blade เมื่อผ่านโปรแกรมการคำนวณซ้ำ ดังรูปที่ (4.13) เพื่อให้ได้จุด match point design โดยทำการปรับค่าเพื่อหาค่าประสิทธิภาพ (Efficiency curve : η) ที่ดีที่สุด เสร็จแล้วเลือกค่า match point แต่ผู้วิจัยจะไม่เลือกค่า Base Optimize ที่ Advance Number 0.7170 เนื่องจากเมื่อทำการออกแบบ ใบจักรอาจจะมีโอกาสเกิด shave curve เกิดขึ้นได้ อันเนื่องมาจากตัวแปรอื่นๆ ที่ไม่สามารถควบคุม เช่น คลื่นผิวน้ำ คลื่นใต้น้ำ หรือ แรงต้านกระแสน้ำที่กระทำกับตัวเรือ เป็นต้น เมื่อเสร็จสิ้นกระบวนการคำนวณก็จะได้ค่า match point layer ในแต่ละหน้าตัดใบจักร เริ่มตั้งแต่คอกใบจักร (hub) ถึง ปลายปีก (tip blade) เมื่อ

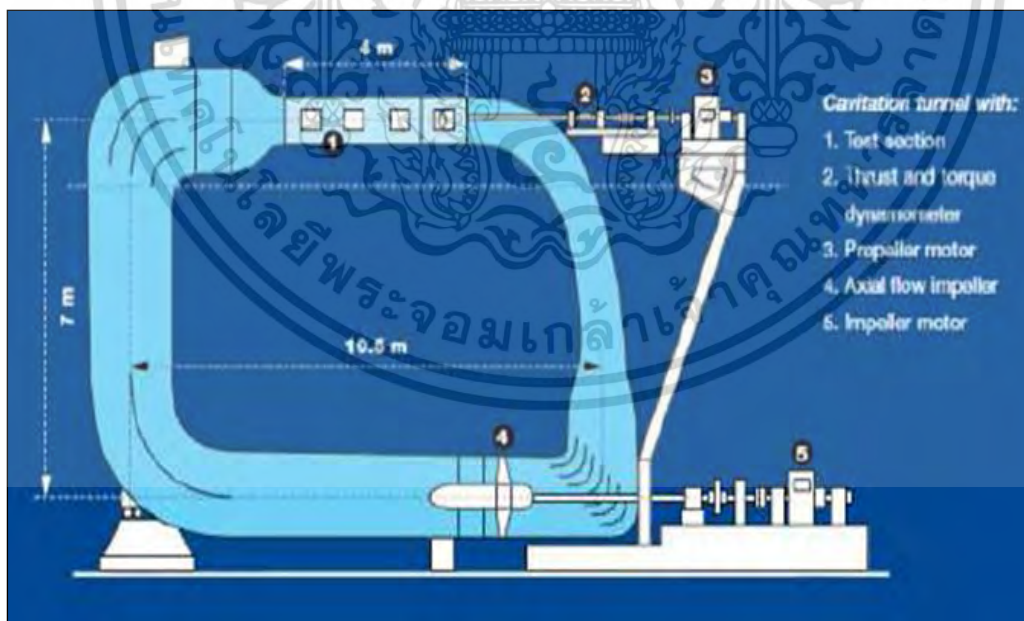
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ผ่านกระบวนการออกแบบและขึ้นรูปใบ ก็จะได้ Model blade ดังแสดงในรูปที่ (4.14) Model Type B3-30-35

4.4.5 การทดสอบในชุดทดลองแบบเปิด



(a) ชุดทดลอง Open Water Tunnel แบบ Flow Visualization



(b) Draft Drawing of Water Tunnel

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



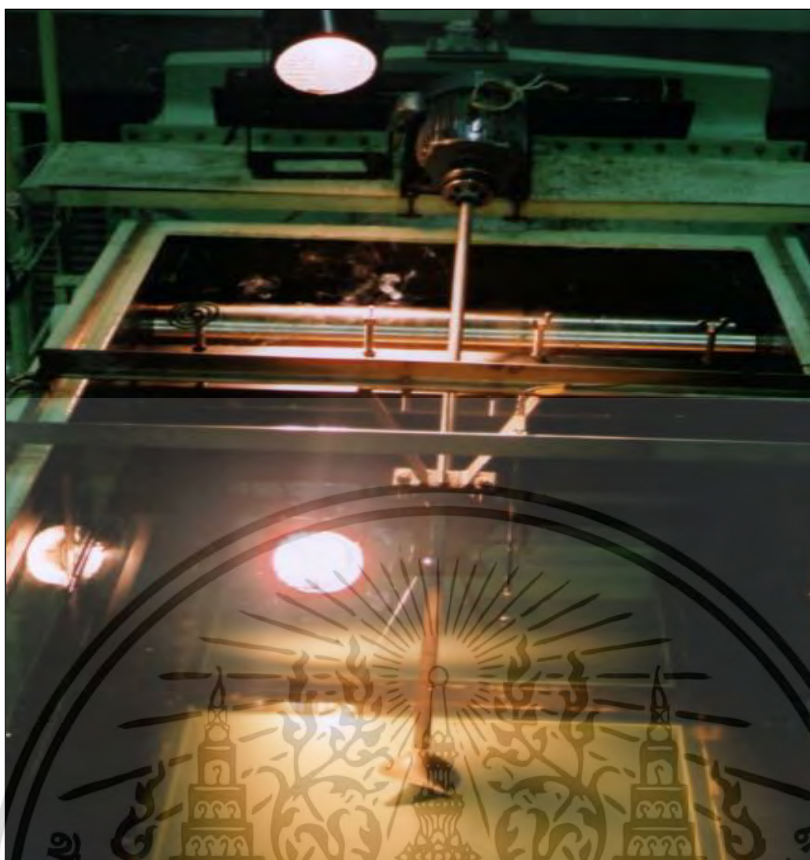
(C) Elevation of water Tunnel Flow Visualization



(d) Side View of Sight-Glass

รูปที่ 4.15 รูป (a) ถึง (d) แสดงชุดทดลองอุโมงค์น้ำแบบเปิดบน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.16 แสดงการติดตั้งชุดขับเคลื่อนใบจักร แบบเรือหาง



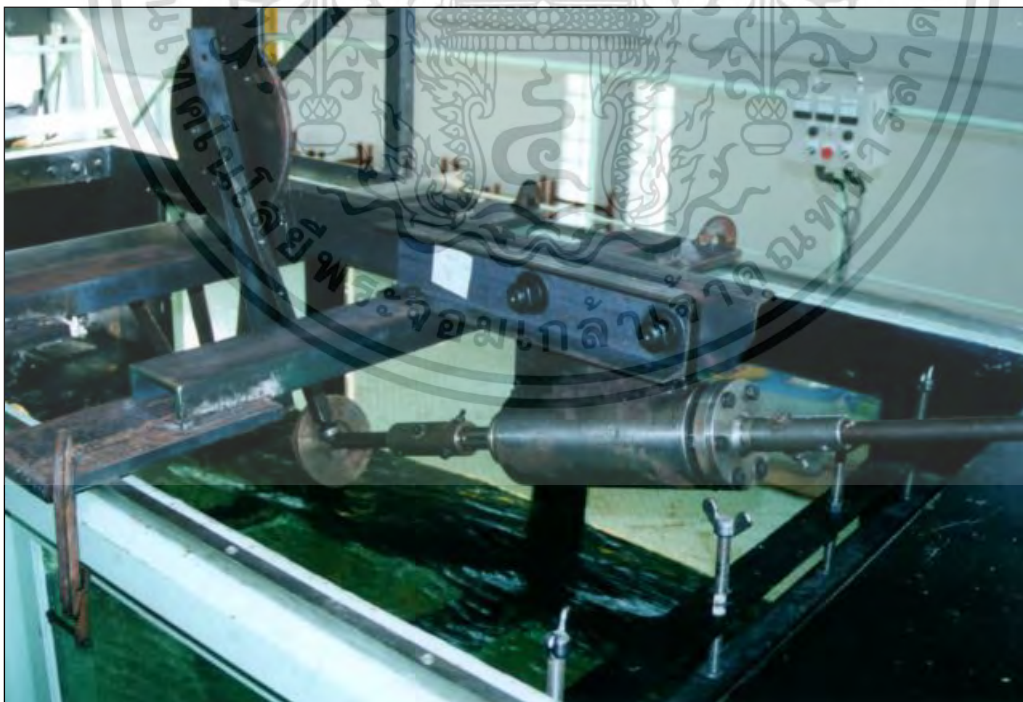
รูปที่ 4.17 แสดง ตำแหน่งการเอียงตัวของใบจักร แบบเรือหาง

จากรูปที่ (4.15) Open water tunnel เป็นการทดสอบในแบบเพลาดตรง ซึ่งผู้วิจัยได้ศึกษาในเงื่อนไขของการวางเพลาลใบจักรแบบเอียง ดังนั้นจึงได้ทำการตัดแปลงแท่นทดสอบและติดตั้งชุดทดสอบใหม่ ดังแสดงในรูปที่ (4.16) และ รูปที่ (4.17)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.18 แสดง การไหลของกระแสน้ำที่ระดับต่างๆ ก่อนทำการทดสอบ



รูปที่ 4.19 แสดง ชุดทดลองหาค่าแรงผลักดันน้ำของใบจักรด้วยตาชั่งสปริง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.20 แสดง ชุดกระบอกลูกไฮดรอลิก รองรับการเคลื่อนตัวของเพลลาใบจักร



รูปที่ 4.21 แสดง การติดตั้งชุด Sensor วัดค่าความเร็วกระแสน้ำ บนชุด Water Tunnel

4.5 การทดลองภาคสนาม

เพื่อให้ผลการทดสอบสมรรถนะใบจักรเรือ สำหรับเรือประมงน้ำตื้นในห้องปฏิบัติการ Open water tunnel เป็นที่ประจักษ์ชัด ในเชิงจิตวิทยาสำหรับเกษตรกรภาคประมง และเป็นที่ยอมรับในเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เบื้องต้นในทางวิชาการ สำหรับการทดลองปรับเปลี่ยนใบจักรแบบเดิมจากชนิด 2 ปีก มาเป็นใบจักรแบบใหม่ชนิด 3 ปีก ผู้วิจัยจึงได้ออกแบบการทดสอบภาคสนาม เพิ่มเติมจากการทดสอบในอุโมงค์น้ำ เพื่อกำจัดอิทธิพลของตัวแปรต่างๆ เช่น เงื่อนไขที่เกิดขึ้นระหว่างใบจักรกับโครงสร้างผนังอุโมงค์น้ำ เงื่อนไขของความเร็วสูงสุดที่ใบจักรสามารถทำได้ เงื่อนไขของการประหยัดน้ำมันเชื้อเพลิง เป็นต้น โดยผู้วิจัยจะเลือกใบจักร แบบ 3 ปีก Model Type B3-20-50 ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางใบจักร 9 นิ้ว เพียงชุดเดียว (เนื่องเพราะเป็นใบจักรที่ให้ค่าสมรรถนะสูงสุดในแบบจำลอง) โดยทำการทดสอบเทียบกับใบจักรทั่วไปที่ใช้ในปัจจุบันของเรือประมงน้ำตื้น ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางใบจักร 9 นิ้ว, 10 นิ้ว, 11 นิ้ว, 12 นิ้ว, 15 นิ้ว, 16 นิ้ว และ 17 นิ้ว รวมจำนวน 7 ชุด และทำการเล่นทดสอบไปพร้อมกันที่ความเร็วเดียวกัน เครื่องยนต์ชนิดเดียวกัน เรือมีขนาดมิติเหมือนกัน ความยาวเพลลาใบจักรเท่ากัน ตำแหน่งการวางเครื่องยนต์เหมือนกัน โดยทำการเล่นจากจุดเริ่มต้น และเข้าเส้นชัยพร้อมกันเมื่อถึงจุดสิ้นสุด (ความเร็วเดียวกัน) นอกจากนี้ยังทำการสลับใบจักรระหว่างเรือทั้ง 2 ลำ และทำการทดสอบซ้ำ เพื่อตรวจสอบความคลาดเคลื่อนนี้อาจเกิดได้จากน้ำหนักบรรทุก อีกด้วย ดังแสดงในรูปที่ (4.23), (4.24), (4.25), (4.26) และรูปที่ (4.27) พร้อมบันทึกผล

4.5.1 วิธีการทดสอบในภาคสนาม

1. ผู้วิจัยจะใช้เรือประมง จำนวน 2 ลำ โดยเรือลำที่ 1 ติดตั้งชุดใบจักรแบบใหม่ (B3-20-50) เรือลำที่ 2 ติดตั้งใบจักรที่ใช้ในปัจจุบัน (ขนาด 9 นิ้ว, 10 นิ้ว, 11 นิ้ว, 12 นิ้ว, 15 นิ้ว, 16 นิ้ว และ 17 นิ้ว รวม 7 ชุด) เล่นทดสอบในระยะทางไป-กลับ รวม 1,200 เมตร บันทึกค่าน้ำมันที่ใช้ในการทดสอบก่อน – และหลังทดสอบ และดำเนินการสลับชุดใบจักร โดยนำ ใบจักรจากเรือลำที่ 1 (B3-20-50) มาติดตั้งในเรือลำที่ 2 และนำใบจักรจากเรือลำที่ 2 (ทั้ง 7 ชุด) มาติดตั้งในลำที่ 1 และทำการเล่นเรือ ทดสอบซ้ำ พร้อมบันทึกผล
2. ดำเนินการทดลองซ้ำ แบบขั้นตอนที่ 1 โดยติดตั้งใบจักร (B3-20-50) ในเรือลำที่ 1 และดำเนินการเปลี่ยนชุดเพลลาใบจักรจาก (ขนาด 9 นิ้ว) เป็น (ขนาด 10 นิ้ว) ในเรือลำที่ 2 และทำการเล่นทดสอบซ้ำ พร้อมบันทึกผล
3. ดำเนินการทดลองซ้ำ แบบขั้นตอนที่ 1 โดยติดตั้งใบจักร (B3-20-50) ในเรือลำที่ 1 และดำเนินการเปลี่ยนชุดเพลลาใบจักรจาก (ขนาด 10 นิ้ว) เป็น (ขนาด 11 นิ้ว) ในเรือลำที่ 2 และทำการเล่นทดสอบซ้ำ พร้อมบันทึกผล
4. ดำเนินการทดลองซ้ำ แบบขั้นตอนที่ 1 โดยติดตั้งใบจักร (B3-20-50) ในเรือลำที่ 1 และดำเนินการเปลี่ยนชุดเพลลาใบจักรจาก (ขนาด 11 นิ้ว) เป็น (ขนาด 12 นิ้ว) ในเรือลำที่ 2 และทำการเล่นทดสอบซ้ำ พร้อมบันทึกผล
5. ดำเนินการทดลองซ้ำ แบบขั้นตอนที่ 1 โดยติดตั้งใบจักร (B3-20-50) ในเรือลำที่ 1 และดำเนินการเปลี่ยนชุดเพลลาใบจักรจาก (ขนาด 12 นิ้ว) เป็น (ขนาด 15 นิ้ว) ในเรือลำที่ 2 และทำการเล่นทดสอบซ้ำ พร้อมบันทึกผล
6. ดำเนินการทดลองซ้ำ แบบขั้นตอนที่ 1 โดยติดตั้งใบจักร (B3-20-50) ในเรือลำที่ 1 และดำเนินการเปลี่ยนชุดเพลลาใบจักรจาก (ขนาด 15 นิ้ว) เป็น (ขนาด 16 นิ้ว) ในเรือลำที่ 2 และทำการเล่นทดสอบซ้ำ พร้อมบันทึกผล

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

7. ดำเนินการทดลองซ้ำ แบบขั้นตอนที่ 1 โดยติดตั้งใบจักร (B3-20-50) ในเรือลำที่ 1 และดำเนินการเปลี่ยนชุดเพลลาใบจักรจาก (ขนาด 16 นิ้ว) เป็น (ขนาด 17 นิ้ว) ในเรือลำที่ 2 และทำการแล่นทดสอบซ้ำ พร้อมบันทึกผล

4.5.2 เครื่องยนต์เรือ และข้อมูลทางเทคนิค



รูปที่ 4.22 แสดง เครื่องยนต์เรือที่ทดสอบ ชนิดเบนซิน 4 จังหวะ ฮอนด้า 13 แรงม้า จีเอ็กซ์390 (ที่มา: <https://www.hondashop.com.au/product/>)

ตารางที่ 4.5 แสดงข้อมูลทางเทคนิคและคุณลักษณะเฉพาะของเครื่องยนต์เรือ

ข้อมูลเทคนิค เครื่องยนต์เบนซิน ฮอนด้า 13 แรงม้า จีเอ็กซ์-390 (HONDA GX390 Gasoline Engine Specification)

รุ่น	GX390T2 QHT1
แบบเครื่องยนต์	เบนซิน 4 จังหวะ สูบเฉียง, OHV ระบายความร้อนด้วยอากาศ
ความกว้างกระบอกสูบ x ช่วงชัก	88 x 64 มม.
ปริมาตรกระบอกสูบ	389 ซีซี
กำลังแรงม้าสูงสุด	13 แรงม้า /4000 รอบ-นาที
กำลังแรงม้าต่อเนื่อง	11.8 แรงม้า /3600 รอบ-นาที (8.7 kw/3600 rpm.)
อัตราส่วนแรงอัด	8.2 : 1
แรงบิดสูงสุด	26.5 นิวตัน-เมตร/2500 รอบต่อนาที (2.7 kg-m./2500 rpm)
การสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิง	N/A
รอบเดินเบา	N/A
รอบสูงสุด	N/A

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ข้อมูลเทคนิค เครื่องยนต์เบนซิน ฮอนด้า 13 แรงม้า จีเอ็กซ์-390
(HONDA GX390 Gasoline Engine Specification)

ระบบสตาร์ท	ชุดเชือกดึงสตาร์ทแบบสปริงรั้งกลับ
ระบบจุดระเบิด	ดิจิตอล ซีดีไอ
ระบบหล่อลื่น	แบบวิดสาด
ชนิดน้ำมันหล่อลื่น	SAE 10W-30, 10W-40
ความจุน้ำมันหล่อลื่น	1.1 ลิตร
ความจุถังน้ำมันเชื้อเพลิง	6.1 ลิตร
น้ำมันเชื้อเพลิง	น้ำมันเบนซินไร้สารตะกั่ว E10
ขนาดเครื่องยนต์ (กxยxส)	460 x 380 x 448 มม.
น้ำหนักสุทธิของเครื่องยนต์	31.7 กก.

4.5.3 คุณสมบัติเรือทดสอบภาคสนาม และการบรรทุก

- มิติตัวเรือ กว้าง x ยาว x ลึก: (78 x 364 x 25 ซม.)
- ระยะกินน้ำลึกตัวเรือ: (N/A)
- ลักษณะท้องเรือ: ท้องแบน
- ลักษณะหางเรือ: ความยาวเพลหาง 120 นิ้ว



รูปที่ 4.23 แสดง ลักษณะเรือท้องแบน จำนวน 2 ลำ ที่ทำการทดสอบใบจักร

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.24 แสดง การเติมน้ำมันจากถ้วยตวงสเกล



รูปที่ 4.25 แสดง การเปลี่ยนชุดไปจickerและเพลลาไปจicker

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.26 แสดง ตัวอย่างการเล่นเรือจากจุดเริ่มต้น ที่ความเร็วเดียวกัน (ขาไป)



รูปที่ 4.27 แสดง ตัวอย่างการเล่นเรือเข้าเส้นชัย ที่ความเร็วเดียวกัน (ขากลับ)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 5

การวิเคราะห์ผลการทดลองและ CFD

5.1 ผลการทดลองในถังทดสอบ

5.1.1 ค่าความเร็วลำการไหล สูงสุด – ต่ำสุด ในหน่วย (m/s)

ค่าความเร็วรอบเพลลา เป็นค่าที่ได้จากการวัดรอบของมอเตอร์ไฟฟ้า ดังแสดงในรูปที่ (4.16) ซึ่งปรับความเร็วรอบด้วย Inverter

Model Type	ความถี่	ความเร็วรอบเพลลา (rpm)	ความเร็วกระแส (m/s)	หมายเหตุ
B3-20-50	30.2	430	0.192	ค่าต่ำสุด
	32.5	630	1.176	
	35.2	830	2.152	ค่าสูงสุด
B3-20-35	30.2	430	0.202	ค่าต่ำสุด
	32.5	630	1.106	
	35.2	830	1.989	ค่าสูงสุด
B3-30-50	30.2	430	0.22	ค่าต่ำสุด
	32.5	630	1.068	
	35.2	830	1.901	ค่าสูงสุด
B3-30-35	30.2	430	0.224	ค่าต่ำสุด
	32.5	630	1.042	
	35.2	830	1.871	ค่าสูงสุด
L.T Dia. 15”	18.7	430	0.221	ค่าต่ำสุด
	25.6	630	0.701	ค่าสูงสุด
L.T Dia. 16”	18.7	430	0.289	ค่าต่ำสุด
	25.6	630	0.827	ค่าสูงสุด
L.T Dia. 17”	18.7	430	0.343	ค่าต่ำสุด
	25.6	630	0.901	ค่าสูงสุด

จากผลการทดลองในห้องปฏิบัติการ พบว่า Propeller Model ทั้ง 4 แบบ ทดสอบที่ความเร็วรอบ 430 rpm, 630 rpm และ 830 rpm ซึ่งจากการเปรียบเทียบผลความเร็วกระแสที่สามารถทำได้ทุกเอ็กสาร์นเป็นเอ็กสาร์นทสงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อนูญาติเห็นาไปเซประเษยนดานการค้ำไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอ็กสาร์นทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กรณี พบว่าใบจักร B3-20-50 ให้ความเร็วกระแส น้ำสูงสุด ที่ 630 และ 830 รอบต่อ นาที โดยใบจักร ชุด B3-20-50 ให้กำลังผลักน้ำในอุโมงค์ทดสอบที่ความเร็วของกระแส น้ำ 0.192 m/s, 1.176 m/s และ 2.152 m/s ที่ความเร็วรอบ 430, 630 และ 830 rpm ตามลำดับ

5.1.2 ค่าความเร็วลำการไหล สูงสุด – ต่ำสุด ในหน่วย (Knots.)

Model Type	ความเร็วรอบเพลลา	ความเร็วกระแส น้ำ	
	(rpm)	(m/s)	(Knots)
B3-20-50	430	0.192	0.373
	630	1.176	2.286
	830	2.152	4.183
B3-20-35	430	0.202	0.393
	630	1.106	2.150
	830	1.989	3.866
B3-30-50	430	0.22	0.428
	630	1.068	2.076
	830	1.901	3.695
B3-30-35	430	0.224	0.435
	630	1.042	2.026
	830	1.871	3.637
L.T Dia. 15”	430	0.221	0.430
	630	0.701	1.363
L.T Dia. 16”	430	0.289	0.562
	630	0.827	1.608
L.T Dia. 17”	430	0.343	0.667
	630	0.901	1.751

5.1.3 ผลการทดลอง หาสมรรถนะใบจักรคิดเป็น เปอร์เซนต์ (%)

จากตารางต่อไปนี้เป็น การเปรียบเทียบสมรรถนะใบจักร ระหว่าง Full Scale Model กับ Local Type โดยพิจารณาจากผลของความเร็วกระแส น้ำ ที่ใบจักรสามารถผลักต้นน้ำได้ในห้องปฏิบัติการ ซึ่งค่าที่ได้ในตารางเป็นการเทียบบัญญัติไตรยางค์ ดังตัวอย่างคำนวณข้างล่างนี้

กรณีใบจักร Dia. 15” ทำความเร็วกระแส น้ำได้สูงสุด 0.701 m/s เท่ากับ 100 % และ B3-20-50 ทำความเร็วกระแส น้ำได้สูงสุด 1.176 m/s ดังนั้น $B3-20-50 = \frac{1.176 \times 100}{0.711} = 167.76\%$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ดังนั้นจากผลการทดลองจะได้ว่า ใบจักร ชุด B3-20-50 ให้สมรรถนะสูงสุดที่ 67.76 % เมื่อเทียบกับใบจักรทั่วไปในท้องตลาดขนาด 15 นิ้ว

รายการเปรียบเทียบ	Local Type		
	Dia. 15"	Dia. 16"	Dia. 17"
B3-20-50	67.76	42.20	30.52
B3-20-35	57.77	33.74	22.75
B3-30-50	52.35	29.14	18.53
B3-30-35	48.64	26.00	15.65

5.1.4 ผลการทดลองหา Thrust Propeller

Model Type	ความถี่ รอบเพลลา	ความเร็ว รอบเพลลา (rpm)	Thrust ใบจักร, (kN)	
			(Exp.)	(Theory)
B3-20-50	32.5	630	0.058	0.043
	35.2	830	0.072	0.061
B3-20-35	32.5	630	0.055	0.043
	35.2	830	0.065	0.061
B3-30-50	32.5	630	0.041	0.043
	35.2	830	0.051	0.061
B3-30-35	32.5	630	0.039	0.043
	35.2	830	0.049	0.061
L.T Dia. 15"	25.6	630	0.045	-
L.T Dia. 16"	25.6	630	0.049	-
L.T Dia. 17"	25.6	630	0.0625	-

5.2 ผลการทดลองในห้องปฏิบัติการ

5.2.1 การทดลอง Model Type B3-20-50 ที่ความเร็วรอบเพลลา 630 rpm

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.1(a) แสดงปรากฏการณ์ Tip vortices cavity และการเกิด Free Surface



รูปที่ 5.1(b) แสดงปรากฏการณ์ การพัฒนาตัวของฟองอากาศเป็น Sheet vortex cavity



รูปที่ 5.1(c) แสดงปรากฏการณ์ Cavitation และการเกิด Free Surface ที่ความเร็วรอบเพลา 630 rpm

จากรูปที่ (5.1) แสดงให้เห็นถึงปรากฏการณ์ที่ผิวน้ำเกิดการยุบตัว ในตำแหน่งบริเวณปลายปีก (tip blade) ซึ่งเรียกปรากฏการณ์นี้ว่าการเกิด Free Surface และพัฒนารูปทรง เป็น Tip vortices cavity จนความเร็วเริ่มเพิ่มมากขึ้น จึงพัฒนารูปทรงเป็น Sheet vortex cavity จนความเร็วรอบ ที่ 630 rpm จึงพัฒนารูปทรงเป็น cavitation ดังแสดงในรูปที่ 5.1(a), 5.1(b) และ 5.1(c) ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

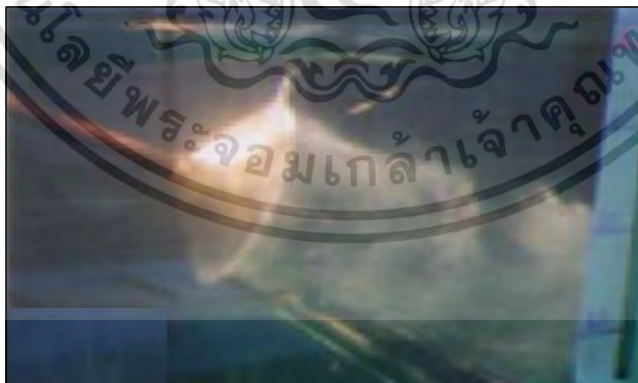
5.2.2 การทดลอง Model Type B3-20-50 ที่ความเร็วรอบเพลลา 830 rpm



รูปที่ 5.2(a) แสดงปรากฏการณ์ Tip vortices cavity และการเกิด Free Surface



รูปที่ 5.2(b) แสดงปรากฏการณ์ การพัฒนาตัวของฟองอากาศเป็น Sheet vortex cavity



รูปที่ 5.2(c) แสดงปรากฏการณ์ Cavitation และการเกิด Free Surface ที่ความเร็วรอบเพลลา 830 rpm

จากรูปที่ (5.2) แสดงให้เห็นถึงปรากฏการณ์ที่ผิวน้ำเกิดการยุบตัว ในตำแหน่งบริเวณปลายปีก (tip blade) ซึ่งเรียกปรากฏการณ์นี้ว่าการเกิด Free Surface และพัฒนารูปทรง เป็น Tip vortices cavity

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จนความเร็วเริ่มเพิ่มมากขึ้น จึงพัฒนารูปทรงเป็น Sheet vortex cavity จนความเร็วรอบ ที่ 830 rpm จึงพัฒนารูปทรงเป็น cavitation ดังแสดงในรูปที่ 5.2(a), 5.2(b) และ 5.2(c) ตามลำดับ

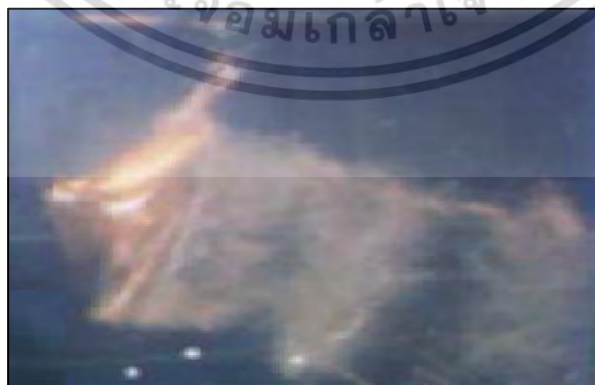
5.2.3 การทดลอง Model Type B3-20-35 ที่ความเร็วรอบเพลลา 630 rpm



รูปที่ 5.3(a) แสดงปรากฏการณ์ Tip vortices cavity และการเกิด Free Surface



รูปที่ 5.3(b) แสดงปรากฏการณ์ การพัฒนาตัวของฟองอากาศเป็น Sheet vortex cavity

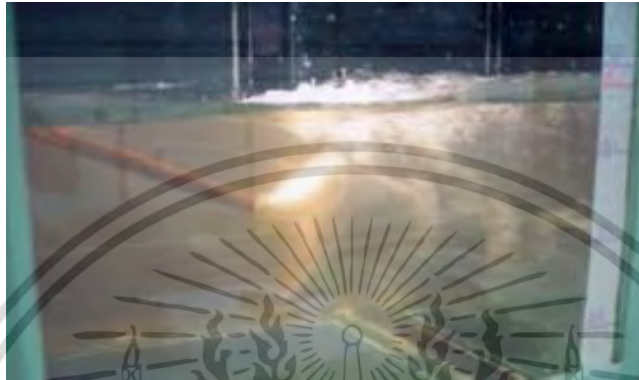


รูปที่ 5.3(c) แสดงปรากฏการณ์ Cavitation และการเกิด Free Surface ที่ความเร็วรอบเพลลา 630 rpm

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากรูปที่ (5.3) แสดงให้เห็นถึงปรากฏการณ์ที่ผิวหน้าเกิดการยุบตัว ในตำแหน่งบริเวณปลายปีก (tip blade) ซึ่งเรียกปรากฏการณ์นี้ว่าการเกิด Free Surface และพัฒนารูปทรง เป็น Tip vortices cavity จนความเร็วเริ่มเพิ่มมากขึ้น จึงพัฒนารูปทรงเป็น Sheet vortex cavity จนความเร็วรอบ ที่ 630 rpm จึงพัฒนารูปทรงเป็น cavitation ดังแสดงในรูปที่ 5.3(a), 5.3(b) และ 5.3(c) ตามลำดับ

5.2.4 การทดลอง Model Type B3-20-35 ที่ความเร็วรอบเพลา 830 rpm



รูปที่ 5.4(a) แสดงปรากฏการณ์ Tip vortices cavity และการเกิด Free Surface



รูปที่ 5.4(b) แสดงปรากฏการณ์ การพัฒนาตัวฟองอากาศเป็น Sheet vortex cavity



รูปที่ 5.4(c) แสดงปรากฏการณ์ Cavitation และการเกิด Free Surface ที่ความเร็วรอบเพลา 830 rpm

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากรูปที่ (5.4) แสดงให้เห็นถึงปรากฏการณ์ที่ผิวหน้าเกิดการยุบตัว ในตำแหน่งบริเวณปลายปีก (tip blade) ซึ่งเรียกปรากฏการณ์นี้ว่าการเกิด Free Surface และพัฒนารูปทรง เป็น Tip vortices cavity จนความเร็วเริ่มเพิ่มมากขึ้น จึงพัฒนารูปทรงเป็น Sheet vortex cavity จนความเร็วรอบ ที่ 830 rpm จึงพัฒนารูปทรงเป็น cavitation ดังแสดงในรูปที่ 5.4(a), 5.4(b) และ 5.4(c) ตามลำดับ

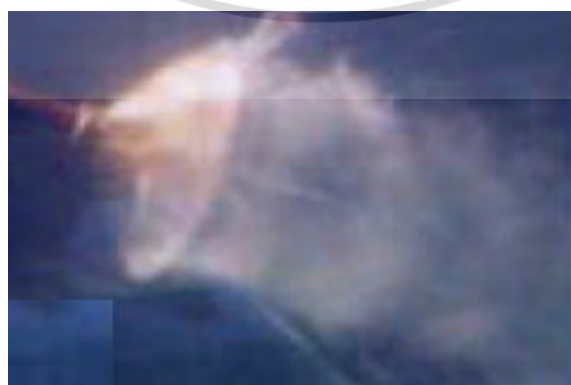
5.2.5 การทดลอง Model Type B3-30-35 ที่ความเร็วรอบเพลลา 630 rpm



รูปที่ 5.5(a) แสดงปรากฏการณ์ Tip vortices cavity และการเกิด Free Surface



รูปที่ 5.5(b) แสดงปรากฏการณ์ การพัฒนาตัวพองอากาศเป็น Sheet vortex cavity



รูปที่ 5.5(c) แสดงปรากฏการณ์ Cavitation และการเกิด Free Surface ที่ความเร็วรอบเพลลา 630 rpm

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากรูปที่ (5.5) แสดงให้เห็นถึงปรากฏการณ์ที่ผิวหน้าเกิดการยุบตัว ในตำแหน่งบริเวณปลายปีก (tip blade) ซึ่งเรียกปรากฏการณ์นี้ว่าการเกิด Free Surface และพัฒนารูปทรง เป็น Tip vortices cavity จนความเร็วเริ่มเพิ่มมากขึ้น จึงพัฒนารูปทรงเป็น Sheet vortex cavity จนความเร็วรอบ ที่ 630 rpm จึงพัฒนารูปทรงเป็น cavitation ดังแสดงในรูปที่ 5.5(a), 5.5(b) และ 5.5(c) ตามลำดับ

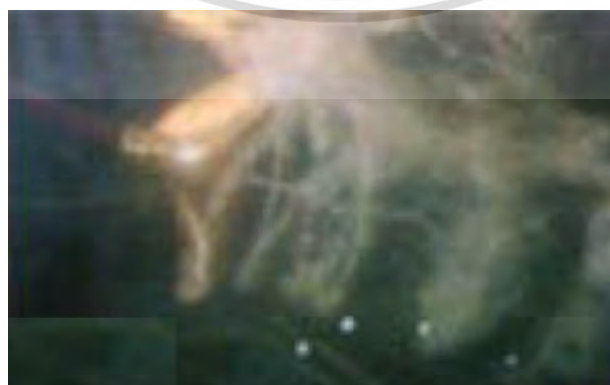
5.2.6 การทดลอง Model Type B3-30-35 ที่ความเร็วรอบเพลลา 830 rpm



รูปที่ 5.6(a) แสดงปรากฏการณ์ Tip vortices cavity และการเกิด Free Surface



รูปที่ 5.6(b) แสดงปรากฏการณ์ การพัฒนาตัวฟองอากาศเป็น Sheet vortex cavity



รูปที่ 5.6(c) แสดงปรากฏการณ์ Cavitation และการเกิด Free Surface ที่ความเร็วรอบเพลลา 830 rpm

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากรูปที่ (5.6) แสดงให้เห็นถึงปรากฏการณ์ที่ผิวหน้าเกิดการยุบตัว ในตำแหน่งบริเวณปลายปีก (tip blade) ซึ่งเรียกปรากฏการณ์นี้ว่าการเกิด Free Surface และพัฒนารูปทรง เป็น Tip vortices cavity จนความเร็วเริ่มเพิ่มมากขึ้น จึงพัฒนารูปทรงเป็น Sheet vortex cavity จนความเร็วรอบ ที่ 830 rpm จึงพัฒนารูปทรงเป็น cavitation ดังแสดงในรูปที่ 5.6(a), 5.6(b) และ 5.6(c) ตามลำดับ

5.2.7 การทดลอง Model Type B3-30-50 ที่ความเร็วรอบเพลลา 630 rpm



รูปที่ 5.7(a) แสดงปรากฏการณ์ Tip vortices cavity และการเกิด Free Surface



รูปที่ 5.7(b) แสดงปรากฏการณ์ การพัฒนาตัวฟองอากาศเป็น Sheet vortex cavity



รูปที่ 5.7(c) แสดงปรากฏการณ์ Cavitation และการเกิด Free Surface ที่ความเร็วรอบเพลลา 630 rpm

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากรูปที่ (5.7) แสดงให้เห็นถึงปรากฏการณ์ที่ผิวน้ำเกิดการยุบตัว ในตำแหน่งบริเวณปลายปีก (tip blade) ซึ่งเรียกปรากฏการณ์นี้ว่าการเกิด Free Surface และพัฒนารูปทรง เป็น Tip vortices cavity จนความเร็วเริ่มเพิ่มมากขึ้น จึงพัฒนารูปทรงเป็น Sheet vortex cavity จนความเร็วรอบ ที่ 630 rpm จึงพัฒนารูปทรงเป็น cavitation ดังแสดงในรูปที่ 5.7(a), 5.7(b) และ 5.7(c) ตามลำดับ

5.2.8 การทดลอง Model Type B3-30-50 ที่ความเร็วรอบเพลา 830 rpm



รูปที่ 5.8(a) แสดงปรากฏการณ์ Tip vortices cavity และการเกิด Free Surface



รูปที่ 5.8(b) แสดงปรากฏการณ์ การพัฒนาตัวฟองอากาศเป็น Sheet vortex cavity



รูปที่ 5.8(c) แสดงปรากฏการณ์ Cavitation และการเกิด Free Surface ที่ความเร็วรอบเพลา 830 rpm

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากรูปที่ (5.8) แสดงให้เห็นถึงปรากฏการณ์ที่ผิวหน้าเกิดการยุบตัว ในตำแหน่งบริเวณปลายปีก (tip blade) ซึ่งเรียกปรากฏการณ์นี้ว่าการเกิด Free Surface และพัฒนารูปทรง เป็น Tip vortices cavity จนความเร็วเริ่มเพิ่มมากขึ้น จึงพัฒนารูปทรงเป็น Sheet vortex cavity จนความเร็วรอบ ที่ 830 rpm จึงพัฒนารูปทรงเป็น cavitation ดังแสดงในรูปที่ 5.8(a), 5.8(b) และ 5.8(c) ตามลำดับ

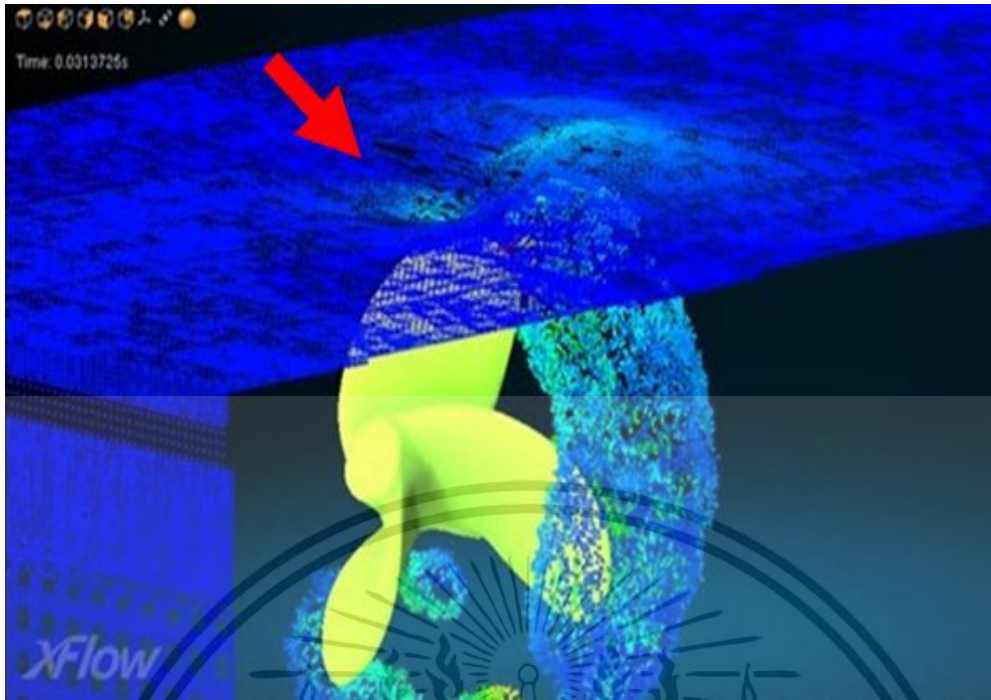
5.3 ผลวิเคราะห์ CFD

จากผลการจำลองด้วยเทคนิค CFD อ้างอิงจาก คุณ นิวัฒน์ ภูเจริญ อดีตรองวิศวกร สำนักบริการคอมพิวเตอร์ สจล. ด้วย XFlow เพื่อเปรียบเทียบผลที่ได้กับผลจากการทดลองในห้องปฏิบัติการ ณ วิทยาลัยเทคโนโลยี และอุตสาหกรรมการต่อเรือ นครศรีธรรมราช และขอขอบคุณ คุณนิวัติ สุดสาม อาจารย์จากมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคล ศาลายา ที่ให้ความอนุเคราะห์ใช้ศูนย์ Hard Disk AnSYS ในการจำลอง Xflow



รูปที่ 5.9 แสดง The computational domain of Model Type B3-20-50

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

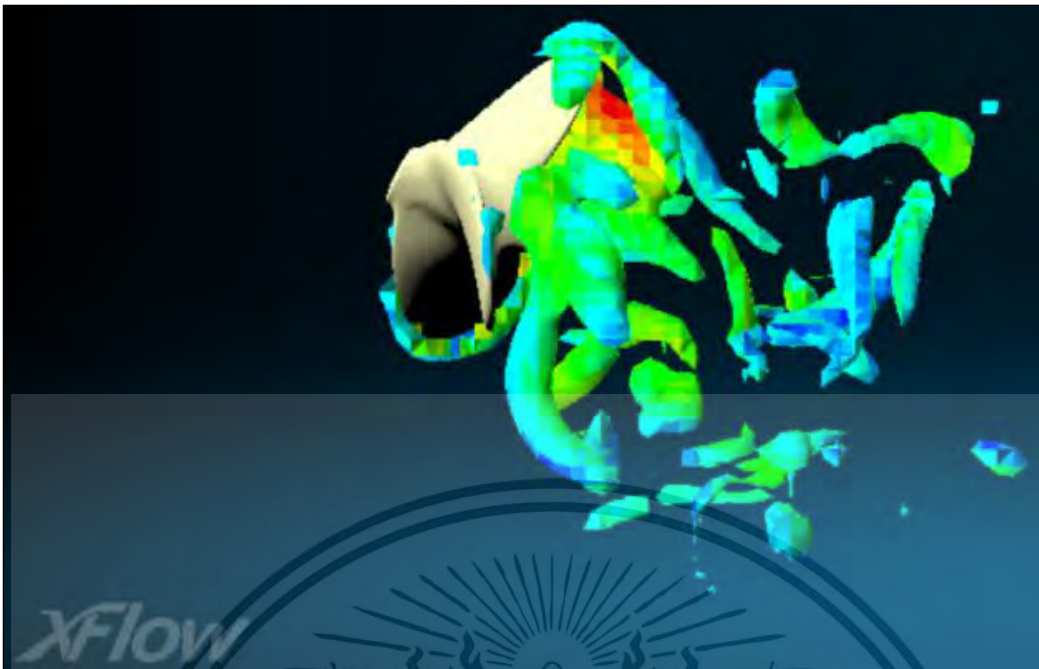


(a) แสดงผลการจำลองพฤติกรรมเกิดการยุบตัวของผิวน้ำในการเกิดโพรงอากาศ โดย Xflow

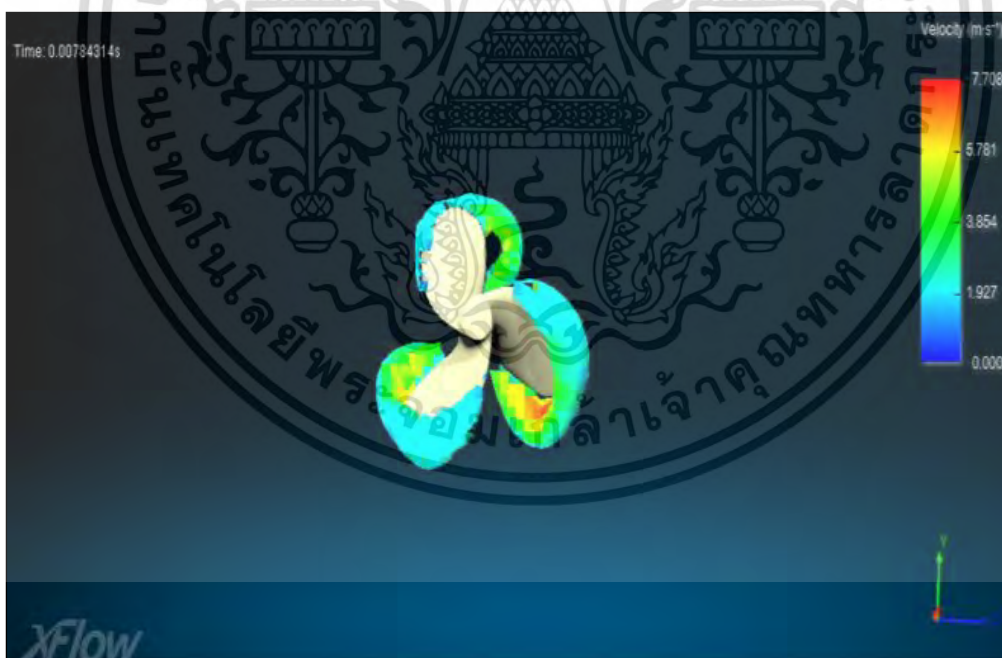


(b) แสดงผลการทดลองพฤติกรรมเกิดการยุบตัวของผิวน้ำในการเกิดโพรงอากาศ

รูปที่ 5.10 (a),(b) แสดงการเปรียบเทียบผลการจำลองโดยโปรแกรม Xflow กับผลการทดลองถึงพฤติกรรมเกิดการยุบตัวของผิวน้ำในการเกิดโพรงอากาศ ของ Model Type B3-20-50 ที่ความเร็วรอบ 630 rpm. ระยะเวลา 50 ซม. ซึ่งจากรูปแสดงให้เห็นถึงสถานะการเกิด Sheet Bubble และ Cavitation ขึ้นที่ตำแหน่ง tip blade จนถึง 0.7R บริเวณขอบน้ำ (Leading Edge) ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.11 แสดงปรากฏการณ์การแตกตัวของโพรงอากาศที่หมุนวนบริเวณปลายใบ ในระยะจมน 50 ซม. (แสดงภาพการหมุนด้านหน้าใบ) โดยโปรแกรม Xflow ของใบจักร รุ่น B3-20-50



รูปที่ 5.12 แสดง ปรากฏการณ์การแตกตัวของโพรงอากาศที่หมุนวนบริเวณปลายใบ ในระยะจมน 50 ซม. (แสดงภาพการหมุนด้านหลังใบ) โดยโปรแกรม Xflow ของใบจักร รุ่น B3-20-50

จากรูปที่ 5.10 (b) เมื่อใบจักรหมุนที่ความเร็วรอบ 630 rpm. ที่ระยะจมนเอียง 50 ซม. ซึ่งเป็นการจำลองการติดตั้งใบจักรจริงที่ใช้กับเรือเครื่องหางยาว พบว่าจะเกิดปรากฏการณ์การยุบตัวของผิวน้ำเป็นเอกลักษณ์เป็นเอกลักษณ์สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อผู้ญาติเห็นว่าไปเซปรีเซนต์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

วนหอย (Swirl Spiral) ไปจนถึงบริเวณปลายปีกใบจักร (Tip Blade) ซึ่งปรากฏการณ์ดังกล่าวจะมีการยุบตัวของฟองอากาศ (Collapse of Bubble) ส่งผลให้ความดันบริเวณด้านหน้าใบจักรและด้านหลังใบจักรมีความแตกต่างกันมากยิ่งขึ้น (จากการสังเกต) ทำให้เกิด Cavitation และ Sheet Bubble ไปพร้อมๆ กัน ซึ่งสอดคล้องจากผลการจำลองใบจักร Model Type B3-20-50 โดยโปรแกรม XFlow ดังแสดงในรูปที่ (5.11) และรูปที่ (5.12)

5.4 การทดลองการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิง (ทดสอบภาคสนาม)

5.4.1 คุณลักษณะเฉพาะของเรือประมงน้ำตื้นที่ทดสอบ

- มิติตัวเรือ กว้าง x ยาว x ลึก: (78 x 364 x 25 ซม.)
- ระยะกินน้ำลึก: (N/A)
- ลักษณะท้องเรือ: ท้องแบน
- ลักษณะหางเรือ: ความยาวเพลหาง 120 นิ้ว
- คุณลักษณะเครื่องยนต์เรือ (อ้างอิง บทที่ 4 หัวข้อ 4.5 ชุดทดลองภาคสนาม)

5.4.2 การทดลองการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิง

เงื่อนไขการทดสอบ ผู้วิจัยเลือกใบจักร แบบ 3 ปีก Model Type B3-20-50 ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางใบจักร 9 นิ้ว เพียงชุดเดียว (เนื่องจากเป็นใบจักรที่ให้ค่าสมรรถนะสูงสุดในการทดสอบในอุโมงค์น้ำแบบเปิด สำหรับการทดสอบเทียบกับใบจักรทั่วไปที่ใช้ในปัจจุบันของเรือประมงน้ำตื้น ขนาดใบจักร 9 นิ้ว, 10 นิ้ว, 11 นิ้ว, 12 นิ้ว, 15 นิ้ว, 16 นิ้ว และ 17 นิ้ว รวมจำนวน 7 ชุด โดยทำการเล่นทดสอบไปพร้อมกันที่ความเร็วเดียวกัน จากจุดเริ่มต้น และเข้าเส้นชัยพร้อมกันเมื่อถึงจุดสิ้นสุด พร้อมบันทึกผล

5.4.2.1 วิธีการทดสอบในภาคสนาม

1. ผู้วิจัยจะใช้เรือประมง จำนวน 2 ลำ โดยเรือลำที่ 1 ติดตั้งชุดใบจักรแบบใหม่ (B3-20-50) เรือลำที่ 2 ติดตั้งใบจักรที่ใช้ในปัจจุบัน (ขนาด 9 นิ้ว, 10 นิ้ว, 11 นิ้ว, 12 นิ้ว, 15 นิ้ว, 16 นิ้ว และ 17 นิ้ว รวม 7 ชุด) เล่นทดสอบในระยะทางไป-กลับ รวม 1,200 เมตร บันทึกค่าน้ำมันที่ใช้ในการทดสอบก่อน – และหลังทดสอบ และดำเนินการสลับชุดใบจักร โดยนำ ใบจักรจากเรือลำที่ 1 (B3-20-50) มาติดตั้งในเรือลำที่ 2 และนำใบจักรจากเรือลำที่ 2 (ทั้ง 7 ชุด) มาติดตั้งในลำที่ 1 และทำการเล่นเรือทดสอบซ้ำ พร้อมบันทึกผล

2. ดำเนินการทดลองซ้ำ แบบขั้นตอนที่ 1 โดยติดตั้งใบจักร (B3-20-50) ในเรือลำที่ 1 และดำเนินการเปลี่ยนชุดเพลใบจักรจาก (ขนาด 9 นิ้ว) เป็น (ขนาด 10 นิ้ว) ในเรือลำที่ 2 และทำการเล่นทดสอบซ้ำ พร้อมบันทึกผล

3. ดำเนินการทดลองซ้ำ แบบขั้นตอนที่ 1 โดยติดตั้งใบจักร (B3-20-50) ในเรือลำที่ 1 และดำเนินการเปลี่ยนชุดเพลใบจักรจาก (ขนาด 10 นิ้ว) เป็น (ขนาด 11 นิ้ว) ในเรือลำที่ 2 และทำการเล่นทดสอบซ้ำ พร้อมบันทึกผล

4. ดำเนินการทดลองซ้ำ แบบขั้นตอนที่ 1 โดยติดตั้งใบจักร (B3-20-50) ในเรือลำที่ 1 และดำเนินการเปลี่ยนชุดเพลใบจักรจาก (ขนาด 11 นิ้ว) เป็น (ขนาด 12 นิ้ว) ในเรือลำที่ 2 และทำการเล่นทดสอบซ้ำ พร้อมบันทึกผล

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5. ดำเนินการทดลองซ้ำ แบบขั้นตอนที่ 1 โดยติดตั้งใบจักร (B3-20-50) ในเรือลำที่ 1 และดำเนินการเปลี่ยนชุดเพลลาใบจักรจาก (ขนาด 12 นิ้ว) เป็น (ขนาด 15 นิ้ว) ในเรือลำที่ 2 และทำการเล่นทดสอบซ้ำ พร้อมบันทึกผล

6. ดำเนินการทดลองซ้ำ แบบขั้นตอนที่ 1 โดยติดตั้งใบจักร (B3-20-50) ในเรือลำที่ 1 และดำเนินการเปลี่ยนชุดเพลลาใบจักรจาก (ขนาด 15 นิ้ว) เป็น (ขนาด 16 นิ้ว) ในเรือลำที่ 2 และทำการเล่นทดสอบซ้ำ พร้อมบันทึกผล

7. ดำเนินการทดลองซ้ำ แบบขั้นตอนที่ 1 โดยติดตั้งใบจักร (B3-20-50) ในเรือลำที่ 1 และดำเนินการเปลี่ยนชุดเพลลาใบจักรจาก (ขนาด 16 นิ้ว) เป็น (ขนาด 17 นิ้ว) ในเรือลำที่ 2 และทำการเล่นทดสอบซ้ำ พร้อมบันทึกผล

5.4.2.2 ผลการทดสอบในภาคสนาม

ครั้งที่	รอบที่	เวลา		เวลารวม		ระยะทาง (m)	ความเร็วเฉลี่ย (m/s)	น้ำมันก่อนทดสอบ (mL.)	สิ้นเปลืองน้ำมัน	
		เที่ยวไป	เที่ยวกลับ	(min)	(sec)				(mL.)	(mL.)
									B3-20-50 (9 นิ้ว)	LT.9 นิ้ว
1	1**	2.27	2.3	4.57	297	1200	4.04	1000	102	350
	2*	2.28	2.29	4.57	297	1200	4.04	1000	106	350
รวมค่าเฉลี่ยสุทธิ				4.57			4.04		104	350
									B3-20-50 (9 นิ้ว)	LT.10 นิ้ว
2	1**	1.48	1.51	3.39	219	1200	5.48	1000	132	320
	2*	1.49	1.53	3.42	222	1200	5.41	1000	124	346
รวมค่าเฉลี่ยสุทธิ				3.41			5.45		128	333
									B3-20-50 (9 นิ้ว)	LT.11 นิ้ว
3	1**	1.35	1.36	3.11	191	1200	6.28	1000	122	310
	2*	1.36	1.34	3.1	190	1200	6.32	1000	140	300
รวมค่าเฉลี่ยสุทธิ				3.11			6.30		131	305
									B3-20-50 (9 นิ้ว)	LT.12 นิ้ว
4	1**	1.34	1.37	3.11	191	1200	6.28	1000	142	290
	2*	1.33	1.4	3.13	193	1200	6.22	1000	146	300
รวมค่าเฉลี่ยสุทธิ				3.12			6.25		144	295
									B3-20-50 (9 นิ้ว)	LT.15 นิ้ว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ครั้งที่	รอบที่	เวลา		เวลารวม		ระยะทาง (m)	ความเร็วเฉลี่ย (m/s)	น้ำมันก่อนทดสอบ (mL.)	สิ้นเปลืองน้ำมัน	
		เที่ยวไป	เที่ยวกลับ	(min)	(sec)				(mL.)	(mL.)
5	1**	1.33	1.34	3.07	187	1200	6.42	1000	146	290
	2*	1.27	1.32	2.59	179	1200	6.7	1000	150	300
รวมค่าเฉลี่ยสุทธิ				2.83			6.56		148	295
									B3-20-50 (9 นิ้ว)	LT.16 นิ้ว
6	1**	1.24	1.38	3.02	182	1200	6.59	1000	146	280
	2*	1.37	1.41	3.18	198	1200	6.06	1000	152	290
รวมค่าเฉลี่ยสุทธิ				3.1			6.325		149	285
									B3-20-50 (9 นิ้ว)	LT.17 นิ้ว
7	1**	1.22	1.34	2.56	176	1200	6.82	1000	180	248
	2*	1.35	1.41	3.16	196	1200	6.12	1000	172	292
รวมค่าเฉลี่ยสุทธิ				2.86			6.47		176	270

หมายเหตุ 1: - ** รอบที่ 1 คือการเดินทางไป-กลับ เป็นระยะทาง 1,200 เมตร

- * รอบที่ 2 คือการเดินทางไป-กลับ เป็นระยะทาง 1,200 เมตร โดยทำการสลับใบจักร
- ค่าจากตารางเป็นการทดสอบที่ความเร็วเรือที่ไม่เท่ากันในแต่ละรอบทดสอบ

หมายเหตุ 2: - มิติเรือ ก * ย * ล = 78 * 364 * 25 (ซ.ม.)

- เรือ ล. 1 คนขับหนัก 62 ก.ก. นิสิต หนัก 68 ก.ก.
- เรือ ล. 2 คนขับหนัก 65 ก.ก. นิสิต หนัก 67 ก.ก.

5.5 การวิเคราะห์ผล (Discussion)

1. จากกรณีศึกษา การออกแบบใบจักรแต่ละแบบ (Type) พิจารณาที่ความเร็วรอบเพลลา 630 rpm. สรุปได้ว่า Propeller Model Type B3-20-50 (แบบปีกกว้าง) ให้ค่าสมรรถนะสูงสุด และ Propeller Model Type B3-30-35 (แบบปีกแคบ) ให้ค่าสมรรถนะต่ำสุดใน New Model Type โดยดูได้จากผลสรุปตารางข้างล่าง และผลจาก ANSYS Simulation แสดงให้เห็นอย่างชัดเจนถึง พฤติกรรมการเกิดโพรงอากาศ ที่สอดคล้องกับผลจากการทดลองจากอุโมงค์น้ำแบบเปิด ดังรูปที่ (5.1), รูปที่ (5.5), รูปที่ (5.10), (5.11) และ รูปที่ (5.12)

Model Type	Thrust ใบจักร, (kN)		ค่าเฉลี่ยความเร็วกระแสน้ำ	
	(Exp.)	(Theory)	สูงสุด	ต่ำสุด
			(m/s)	(m/s)
B3-20-50	0.058	0.043	1.176	0.192

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับบริการใช้งาน เพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Model Type	Thrust ใบจักร, (kN)		ค่าเฉลี่ยความเร็วกระแสน้ำ	
			สูงสุด	ต่ำสุด
	(Exp.)	(Theory)	(m/s)	(m/s)
B3-30-35	0.039	0.043	1.042	0.202

2. จากผลการทดลองภาคสนาม ณ. คลองบางเจ้า เป็นระยะทาง 1,200 เมตร พบว่า

	B3-20-50	LT.9"	LT.10"	LT.11"	LT.12"	LT.15"	LT.16"	LT.17"	
		4.04	5.44	6.30	6.25	6.56	6.33	6.47	ความเร็วเฉลี่ย (m/s)
การสิ้นเปลืองน้ำมัน (mL.)	104	350							(กWh) ที่ใช้ในระยะเวลาหนึ่ง
	128		333						
	131			305					
	144				295				
	148					295			
	149						285		
	176							270	

จากตารางในหัวข้อ 5.5 ข้อ 2 ทำการแปลงเป็นระยะทางต่อการใช้น้ำมัน 1 ลิตร สามารถสรุปอัตราการใช้น้ำมันเชื้อเพลิง เบนซิน 95 ได้ระยะทางเป็น กิโลเมตร ดังนี้

- 2.1 ใบจักร Model Type B3-20-50 ใช้น้ำมันเชื้อเพลิง 1 ลิตร เล่นได้ระยะทาง 11.5 กิโลเมตร เมื่อเทียบกับใบจักรแบบ Local Type ขนาด 9 นิ้ว ใช้น้ำมันเชื้อเพลิง 1 ลิตร เล่นได้ระยะทาง 3.4 กิโลเมตร, ที่ความเร็วเดียวกัน
- 2.2 ใบจักร Model Type B3-20-50 ใช้น้ำมันเชื้อเพลิง 1 ลิตร เล่นได้ระยะทาง 9.3 กิโลเมตร เมื่อเทียบกับใบจักรแบบ Local Type ขนาด 10 นิ้ว ใช้น้ำมันเชื้อเพลิง 1 ลิตร เล่นได้ระยะทาง 3.6 กิโลเมตร, ที่ความเร็วเดียวกัน
- 2.3 ใบจักร Model Type B3-20-50 ใช้น้ำมันเชื้อเพลิง 1 ลิตร เล่นได้ระยะทาง 9.2 กิโลเมตร เมื่อเทียบกับใบจักรแบบ Local Type ขนาด 11 นิ้ว ใช้น้ำมันเชื้อเพลิง 1 ลิตร เล่นได้ระยะทาง 3.9 กิโลเมตร, ที่ความเร็วเดียวกัน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

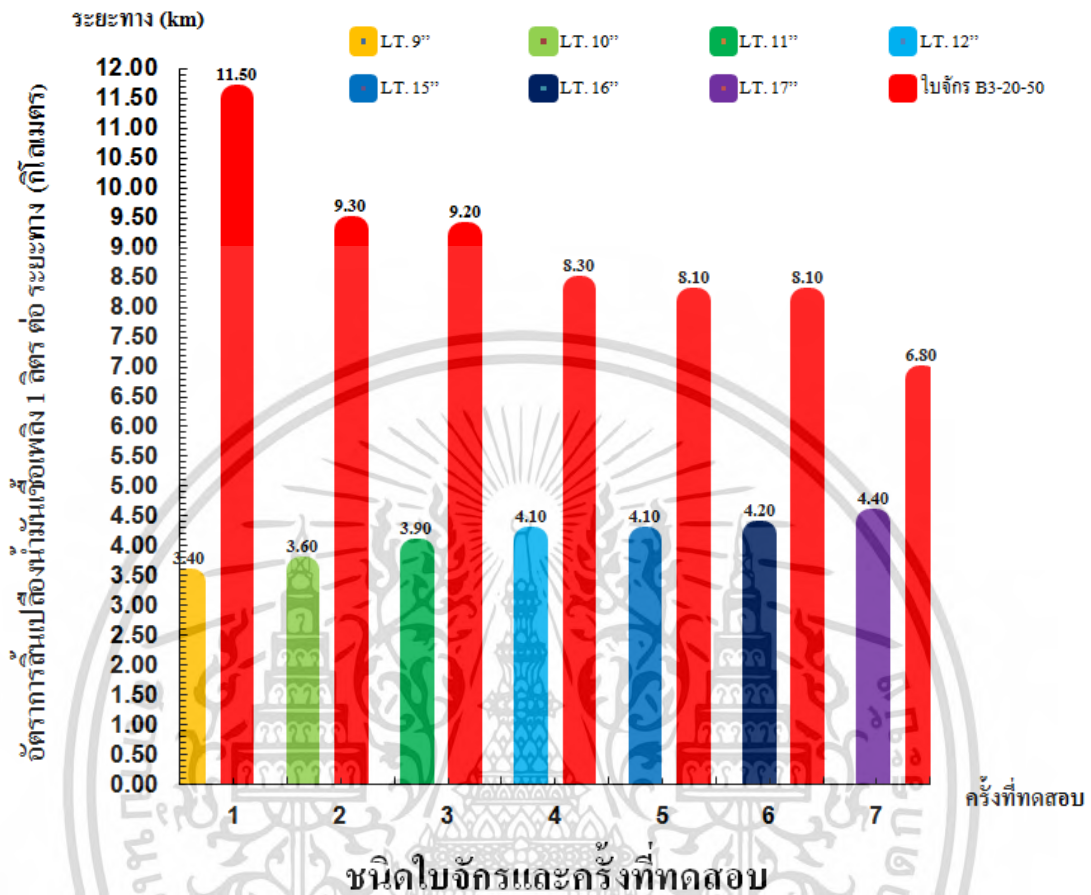
- 2.4 ไบจอร์ Model Type B3-20-50 ใช้น้ำมันเชื้อเพลิง 1 ลิตร แล่นได้ระยะทาง 8.3 กิโลเมตร เมื่อเทียบกับไบจอร์แบบ Local Type ขนาด 12 นิ้ว ใช้น้ำมันเชื้อเพลิง 1 ลิตร แล่นได้ระยะทาง 4.1 กิโลเมตร, ที่ความเร็วเดียวกัน
- 2.5 ไบจอร์ Model Type B3-20-50 ใช้น้ำมันเชื้อเพลิง 1 ลิตร แล่นได้ระยะทาง 8.1 กิโลเมตร เมื่อเทียบกับไบจอร์แบบ Local Type ขนาด 15 นิ้ว ใช้น้ำมันเชื้อเพลิง 1 ลิตร แล่นได้ระยะทาง 4.1 กิโลเมตร, ที่ความเร็วเดียวกัน
- 2.6 ไบจอร์ Model Type B3-20-50 ใช้น้ำมันเชื้อเพลิง 1 ลิตร แล่นได้ระยะทาง 8.1 กิโลเมตร เมื่อเทียบกับไบจอร์แบบ Local Type ขนาด 16 นิ้ว ใช้น้ำมันเชื้อเพลิง 1 ลิตร แล่นได้ระยะทาง 4.2 กิโลเมตร, ที่ความเร็วเดียวกัน
- 2.7 ไบจอร์ Model Type B3-20-50 ใช้น้ำมันเชื้อเพลิง 1 ลิตร แล่นได้ระยะทาง 6.8 กิโลเมตร เมื่อเทียบกับไบจอร์แบบ Local Type ขนาด 17 นิ้ว ใช้น้ำมันเชื้อเพลิง 1 ลิตร แล่นได้ระยะทาง 4.4 กิโลเมตร, ที่ความเร็วเดียวกัน
- 2.8 สามารถสรุปเป็นตารางได้ดังนี้

1	ไบจอร์ B3-20-50 แล่นได้ระยะทาง	11.5	Km/L	เทียบกับ	LT. 9”	แล่นได้ระยะทาง	3.4	Km/L
2	ไบจอร์ B3-20-50 แล่นได้ระยะทาง	9.3	Km/L	เทียบกับ	LT. 10”	แล่นได้ระยะทาง	3.6	Km/L
3	ไบจอร์ B3-20-50 แล่นได้ระยะทาง	9.2	Km/L	เทียบกับ	LT. 11”	แล่นได้ระยะทาง	3.9	Km/L
4	ไบจอร์ B3-20-50 แล่นได้ระยะทาง	8.3	Km/L	เทียบกับ	LT. 12”	แล่นได้ระยะทาง	4.1	Km/L
5	ไบจอร์ B3-20-50 แล่นได้ระยะทาง	8.1	Km/L	เทียบกับ	LT. 15”	แล่นได้ระยะทาง	4.1	Km/L
6	ไบจอร์ B3-20-50 แล่นได้ระยะทาง	8.1	Km/L	เทียบกับ	LT. 16”	แล่นได้ระยะทาง	4.2	Km/L
7	ไบจอร์ B3-20-50 แล่นได้ระยะทาง	6.8	Km/L	เทียบกับ	LT. 17”	แล่นได้ระยะทาง	4.4	Km/L

หมายเหตุ: ค่าระยะทางที่แล่นได้เป็นค่าเฉลี่ยจากการทดสอบซ้ำ 2 รอบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากตารางผลการทดสอบอัตราการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิงจำนวน 1 ลิตร ต่อระยะทางที่ไบจักรแต่ละชนิดทำได้ แสดงได้ดังรูปที่ (5.13)



รูปที่ 5.13 กราฟแสดง ผลการทดสอบอัตราการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิงจำนวน 1 ลิตร ต่อระยะทาง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 6

สรุปผลการวิจัยและข้อเสนอแนะ

6.1 สรุปผลการวิจัย (Conclusion)

แนวคิดในการออกแบบรูปร่างใบจักรที่เหมาะสมเพื่อใช้ในภาคประมงเรือหางยาว และเรือชายฝั่ง (ประมงพื้นบ้าน) โดยทั่วๆ ไปจะขึ้นอยู่กับเงื่อนไขต่างๆ เช่น ค่าความต้านทานระหว่างผิวตัวเรือกับ กระแสน้ำ ค่าความต้านทานระหว่างใบจักรกับกระแสน้ำ พื้นที่ผิวเปียกน้ำ รูปทรงตัวเรือ ลักษณะการใช้งานของเรือแต่ละประเภท ซึ่งโดยทั่วไปการออกแบบทางด้านวิศวกรรมจะมีขั้นตอนต่างๆ ดังกล่าวในบทที่ 4 ซึ่งประกอบด้วย การกำหนดคุณสมบัติที่ต้องการออกแบบ การพิจารณาผลที่ได้จากหลักการทางทฤษฎี การพิจารณาผลที่ได้จากการทดลอง และการตรวจสอบคุณสมบัติของวัสดุที่ได้ออกแบบแล้ว จะเห็นได้ว่าการออกแบบที่สามารถที่จะพิจารณาเปลี่ยนแปลงแก้ไขแนวทางในการออกแบบได้ในระหว่างขั้นตอนการออกแบบโดยพิจารณาถึงมุมปะทะ (Angle of attack) และพื้นที่ปีกใบ (Blade Element) จนทำให้ได้ผลลัพธ์ตามที่ต้องการดังแสดงใน (หัวข้อที่ 5.1.5 ผลการทดลองหา Thrust Propeller หน่วย (kW)) และผลจากการ Simulation โดย AnSYS Xflow สำหรับใบจักร Model type B3-20-50

จากขั้นตอนดังกล่าวจะพบว่าการออกแบบตามหลักการทางทฤษฎีอาจจะให้ผลที่เป็นไปตามที่ ต้องการยาก ทั้งนี้เพราะสมการหรือสูตรที่ใช้นั้นยังไม่สามารถอธิบายปรากฏการณ์ได้ทั้งหมด เช่น แนวร่องน้ำ (Chamber line) ค่าความลาดเอียง (Skew) มุมปะทะ (Angle of Attack) ของแต่ละหน้าตัด (Section) เป็นต้น ในปัจจุบันการออกแบบใบจักรนิยมใช้โปรแกรม เข้ามาช่วยในการทำพฤติกรรม ซึ่งช่วย ในการวิเคราะห์กระบวนการต่างๆ ดังได้กล่าวในบทที่ 4 ยังประโยชน์ให้ลดความยุ่งยากและซับซ้อนของ การคำนวณลง

สำหรับใบจักรในงานวิจัยนี้ ผู้วิจัยได้ทำเป็นกรณีศึกษาไว้ 4 ตัวอย่างเพื่อเป็นแนวพื้นฐานในการ นำเสนอการออกแบบรูปร่างที่เหมาะสมกับสภาพภูมิประเทศของประเทศไทย ตลอดจนทั้งความคล่องตัวของ เรือประมงชายฝั่ง และเรือประมงน้ำตื้น โดยได้เขียนโปรแกรมคำนวณค่าความเหมาะสมของรูปร่างใบจักร โดยพิจารณาถึง แพคเกจของคลื่นน้ำที่กระทำกับตัวเรือ และใบจักร และได้เขียนแบบใบจักรขึ้นมาเพื่อทำ การทดลองดูผลที่ได้ว่ามีความใกล้เคียงกับที่คำนวณไว้หรือไม่

สำหรับโปรแกรมที่ใช้ในการคำนวณเพื่อหาค่าที่เหมาะสมสำหรับออกแบบใบจักรนั้น จะพิจารณาถึง ตัวแปรต่างๆ เช่น ค่าความหนาแน่นน้ำทะเล ค่าความหนาแน่นน้ำจืด แรงม้าเครื่องยนต์ ความเร็วรอบ เครื่องยนต์ ความเร็วเรือต้องการ (Ship Speed) ลำดับส่วนกระแสน้ำวน (Wake Fraction) ระยะลึกของ จุดศูนย์กลางเพล่าใบจักรที่จมน้ำ (Immersion of Center Line Shaft) เส้นผ่านศูนย์กลางใบจักร (Diameter Propeller) ระยะพิชใบจักร (Pitch Blade) อัตราส่วนเนื้อที่คลี่แบน (Developed Area Ratio หรือ Area Raio) ความเร็วกระแสน้ำ เป็นต้น เพื่อนำไปหาค่าโพรงอากาศ (Cavitation) และ รูปร่างใบจักรที่เหมาะสม โดยในงานวิจัยเล่มนี้ จะอ้างอิงกับมาตรฐานการออกแบบของทรูสต์ (Troost) และเทคนิคการคำนวณโดยทฤษฎีบท Vortex Lattice Lifting Method แบบ One Dimension Vortex และ Lifting Surface Method ซึ่งเป็นมาตรฐานการออกแบบใบจักรแบบ B-Series โดยได้นำเสนอถึง รูปร่างการออกแบบที่เหมาะสม และคำนึงถึงวัตถุประสงค์ของงานวิจัยเป็นขอบเขตหลัก โดยดูผลจาก เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กราฟที่ได้จากโปรแกรมคำนวณ กล่าวคือ พิจารณาค่าประสิทธิภาพสูงสุดที่ความเร็วรอบออกแบบ และดูผลของประสิทธิภาพแรงบิด เป็นองค์ประกอบเพื่อใช้ในการตัดสินใจ

จากผลการออกแบบรูปทรงใบจักรที่เหมาะสม ผู้วิจัยได้ทำการหาค่าเฉลี่ยประสิทธิภาพ ที่ $\eta = 0.713$ สำหรับใบจักร Model type B3-20-50

6.2 ข้อเสนอแนะ

1. ผู้วิจัยขอเสนอที่จะทำการทดลองเพิ่มเติม (Fill Test) ครั้งที่ สอง เพื่อให้เป็นที่ประจักษ์ชัด ถึงสมรรถนะของใบจักรใหม่ เมื่อเปรียบเทียบกับใบจักรแบบเดิมที่ใช้อยู่ในปัจจุบัน ของเรือประมงน้ำตื้น โดยการทดลองในภาคสนาม จะดำเนินการติดตั้งใบจักรใหม่กับเรือประมงน้ำตื้น (เรือเครื่องหางยาว) และทดสอบในปากแม่น้ำปราณบุรีในระยะทางไป-กลับ รวม 1 กิโลเมตร โดยดูการกินน้ำมันเชื้อเพลิงของเรือ (Fuel Consumption)

โดยการทดสอบในภาคสนามดังกล่าวจะเป็นการแข่งขันระหว่างเรือ 2 ลำ ที่ความเร็วเดียวกัน และจะดำเนินการสลับชุดเพลลาใบจักร และทดลองซ้ำ (Loop Test) เพื่อตัดค่าผันแปรต่างๆ ที่เกิดขึ้น การตัวเรือ เครื่องยนต์ และใบจักร ซึ่งผลจากการทดลองเชิงประจักษ์นี้ จะเป็นกรณีชีวิตตัวหนึ่งที่ทำให้เห็นถึง การสิ้นเปลืองของน้ำมันเชื้อเพลิง

2. จากการทดลองในห้องปฏิบัติการและการทดสอบภาคสนามครั้งแรก ทำให้ผู้วิจัยได้พบกับปัญหาและอุปสรรคในการทำงานวิจัย ครั้งนี้เป็นอย่างมากอันเนื่องมาจากหลายสาเหตุ นับตั้งแต่ ผู้ที่จะทำหน้าที่ผู้ช่วยวิจัย การทำความเข้าใจกับชุมชน กับกลุ่มประมงพื้นบ้านต่างๆ การขาดงบประมาณในการทำการวิจัย ซึ่งผู้วิจัยใคร่ขอขอบคุณ ครอบครัวของผู้วิจัย ที่เข้าใจและให้การสนับสนุนผู้วิจัย สำหรับการทำงานวิจัยชิ้นนี้ เพื่อให้บรรลุความตั้งใจของผู้วิจัย

3. จากการทำงานนั้น ผู้วิจัยได้เห็นถึงปัญหาหลักๆ ที่ทุกภาคส่วนควรให้ความตระหนัก และร่วมมือกันเพื่อช่วยเหลือกลุ่มเกษตรกรประมง ซึ่งเป็นห่วงโซ่อาหารต้นทาง ไปยังภาคส่วนอื่นๆ ซึ่งผู้วิจัยขอสรุปปัญหา ดังนี้

1. ปัญหาจากปัจจัยที่จะมาช่วยพัฒนาขีดความสามารถในภาคประมง และอุตสาหกรรมที่เกี่ยวข้อง
2. ปัญหาจากการกำหนดนโยบายและความช่วยเหลือจากภาครัฐ องค์กร สมาคม ต่างๆ
3. ปัญหาจากการขาดความร่วมมือของแต่ละหน่วยงานที่รวมตัวกัน ในการแก้ปัญหาอย่างบูรณาการ โดยเฉพาะหน่วยงานภาครัฐซึ่งจะต้องเป็นแกนหลักในการวางกรอบและประสานงานฯ
4. ปัญหาจากการขาดการสนับสนุนของหน่วยงานเฉพาะทาง/สถาบันการศึกษา โดยเฉพาะหลักเกณฑ์และกฎระเบียบต่างๆ ที่ควบคุมนักวิจัยให้ไม่สามารถทำงานวิจัยได้ตามเป้า
5. ปัญหาจากการขาดความร่วมมือ ความตื่นตัว และการริเริ่มของผู้ประกอบการเอกชน ต่อการพัฒนาอุตสาหกรรมเรือประมงไทย
6. ปัญหาจากการขาดการสนับสนุนงบประมาณที่เพียงพอ และบทบาทของภาคอุตสาหกรรมประมงใน AEC, EU ซึ่งประเทศไทยเพิ่มประสบปัญหามาเมื่อ เม.ย. 58
7. ปัญหาจากการขาดความร่วมมือกันในโครงการวิจัย พัฒนา และออกแบบ ซึ่งเป็นอุปสรรคสำคัญ อันเกิดจากความหวาดระแวงซึ่งกันและกัน, ความไม่เข้าใจในเรื่องการพัฒนาและวิจัย, การไม่ได้รับการสนับสนุนจากหน่วยงานรัฐ และความไม่ชัดเจนของหน่วยงานภาครัฐ/เอกชน, การติดขัดในข้อระเบียบต่างๆ ซึ่งหน่วยงานควรให้การเคารพซึ่งกันและกัน มิใช่หวาดระแวงในการที่ผู้รับทุนหรือผู้วิจัยจะใช้ งบประมาณผิดประเภท

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เอกสารอ้างอิง

- [1]. Rickard E. Bensow, "Implicit LES Predictions of the Cavitating Flow on a Propeller", (T) Shipping and Marine Technology, Chalmers University of Technology, Sweden, 2010
- [2]. Satoshi Watanabe, "Dynamics of a Cavitating Propeller in a Water Tunnel", Kyushu University, Japan, 2003
- [3]. Bu-Geun Paik, "Measurements of High Velocity Gradient Flow Using Bubble Tracers in a Cavitation Tunnel", (J) Maritime and Ocean Engineering Research Institute KORDI, Korea, 2009
- [4]. Young T. Shen, "Tip Vortex Cavitation Inception Scaling for High Reynolds Number Applications", (T) Carderock Division Naval Warfare Center, West Bethesda, 2009
- [5]. Takafumi Kawamura, "Propeller Cavitation Study Using an Unstructured Grid Based Navier-Stokes Solver", (T) University of Tokyo, Tokyo, Japan, 2005
- [6]. Jules W. Lindau, "Propeller Cavitation Breakdown Analysis", (T) The Pennsylvania State University, USA, 2005
- [7]. Francisco Pereira, "Measurement and Modeling of Propeller Cavitation in Uniform Inflow", Istituto Nazionale per Studi ed Esperienze di Architettura Navale, Via di Vallerano, Rome, Italy, 2004
- [8]. Yin L. Young, "A BEM for the prediction of Unsteady Midchord Face and/or Back Propeller Cavitation", The University of Texas at Austin, 2001
- [9]. Jones, K.D. and Dougherty, F.C., "Numerical Simulation of High-Speed Flows About Waveriders with Sharp Leading Edges," AIAA Journal of Spacecraft and Rockets, Vol. 29, No. 5, pp.661-667, 1992
- [10]. Jones K.D., Sobieczky, H., Seebass, A.R. and Dougherty, F.C., "Waverider Design for Generalized Shock Geometries," AIAA Journal of Spacecraft and Rockets, Vol. 32, No. 6, pp.957-963, 1995
- [11]. Jones, K.D. and Platzer M.F., "Time-Domain Analysis of Low-Speed Airfoil Flutter," AIAA Journal, Vol. 34, No. 5, pp.1027-1033, 1996
- [12]. Jones, K.D., Dohring, C.M. and Platzer, M.F., "An Experimental and Computational Investigation Of the Knoller-Betz Effect," AIAA Journal Vol. 36, No. 7, pp. 1240-1246, 1998
- [13]. Weber S., Jones K.D., Ekaterinaris J.A. and Platzer M.F., "Transonic Flutter Computations for the NLR 7301 Supercritical Airfoil", Aerospace Science and Technology, No. 5, pp.293-304, 2001
- [14]. Jones K.D., Bradshaw C.J., Papadopoulos J. and Platzer M.F., "Bio-Inspired Design of Flapping-Wing Micro Air Vehicles", The Aeronautical Journal, Vol. 109, No. 1098, pp.385-394, August, 2005

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- [15]. Wang I.H., Dobrokhodov V.N., Kammer I.I. and Jones, K.D., "Design of Vision-Based Target Tracking and Range Estimation Algorithms for Small UAVs", AIAA Journal of Guidance, Control and Dynamics.
- [16]. Jones K.D., Dougherty F.C. and Sobieczky H., "Hypersonic Flows About Waveriders with Sharp Leading Edges", [C] 12th International Conference on Numerical Methods in Fluid Dynamics, Oxford, England, July, 1990
- [17]. Jones K. D. and Dougherty F. C. , " Computational Simulation of Flows about Hypersonic Geometries with Sharp Leading Edges", AIAA 8th Applied Aerodynamics Conference, Portland, Oregon, August, 1990
- [18]. Sobieczky H., Dougherty F.C. and Jones K.D., "Hypersonic Waverider Design From Given Shock Waves", Proceedings of the 1st International Hypersonic Waverider Symposium, College Park, Maryland, October, 1990.
- [19]. Sobieczky H., Dougherty F.C., Jones K.D., Center K.B. and Seebass A.R., "Analysis of Hypersonic Waverider Forebodies with Inlets" , Proceedings of the International Aerospace Congress 1991, Melbourne, Australia, pp.402-417, May, 1991
- [20]. Jones K.D., Bauer S.X.S. and Dougherty F.C., "Hypersonic Waverider Analysis: A Comparison of Numerical and Experimental Results", AIAA 22nd Fluid Dynamics Plasma dynamics and Lasers Conference, Honolulu, Hawaii, pp. No. 91-1696, June, 1991
- [21]. Gustafson K., Jones K., Leben R. and McArthur J., "Vortex Patterns, Thrust, and Lift for Hovering Modes", [C] the 4th International Symposium on Computational Fluid Dynamics, Davis, California, September, 1991
- [22]. Jones K. D. , " On Waverider Design" , Seminar presented at the Institute of Theoretical Fluid Mechanics, DLR, Göttingen, Germany, February, 1992
- [23]. Center K.B., Jones K.D., Dougherty F.C., Seebass A.R. and Sobieczky H., "Interactive Hypersonic Waverider Design and Optimization", Paper No. ICAS-92-1.8.3, [C] the 18th Congress of ICAS, Beijing, People's Republic of China, pp. 1 5 7 1 -1 5 8 0 , September, 1992
- [24]. Jones K.D., Dougherty F.C., Seebass A.R. and Sobieczky H., "Waverider Design for Generalized Shock Geometries," AIAA 31st Aerospace Sciences Meeting, Reno, Nevada, Paper No. 93-0774, January, 1993
- [25]. Jones K.D. and Platzer M.F., "Time Domain Flutter Analysis of a Two Airfoil system with Application to Unsteady Rotary Wing Flow Fields", AIAA 33rd Aerospace Sciences Meeting, Reno, Nevada, Paper No. 95-0337, January, 1995
- [26]. Jones K.D., Dohring C.M. and Platzer M.F., "Wake Structures Behind Plunging Airfoils: A Comparison of Numerical and Experimental Results", AIAA 34th Aerospace Sciences Meeting, Reno, Nevada, Paper No. 96-0078, January, 1996

- [27]. Jones K.D. and Center K.B., "Numerical Wake Visualization for Airfoils Undergoing Forced and Aeroelastic Motions," AIAA 34th Aerospace Sciences Meeting, Reno, Nevada, Paper No.96-0055, January, 1996
- [28]. Dohring C.M., Platzer M.F., Jones K.D. and Tuncer I.H., "The Characterization and Modification of Wakes from Lifting Vehicles in Fluids", 78th AGARD Fluid Dynamics Panel Symposium, Trondheim, Norway, May, 1996
- [29]. Jones K.D. and Platzer M.F., "Numerical Computation of Flapping-Wing Propulsion and Power Extraction", AIAA 35th Aerospace Sciences Meeting, Reno, Nevada, pp. No. 97-0826, January, 1997
- [30]. Jones, K.D. and Platzer, M.F., "A Fast Method for the Prediction of Dynamic Stall Onset on Turbomachinery Blades", ASME Paper No. 97-GT-101, presented at the '97 ASME/IGTI Turbo Expo., Orlando, Florida, June, 1997
- [31]. Jones K.D. and Platzer M.F., "Airfoil Geometry and Flow Compressibility Effects on Wing and Blade Flutter", AIAA 36th Aerospace Sciences Meeting, Reno, Nevada, Paper No. 98-0517, January, 1998
- [32]. Jones K.D. and Platzer M.F., "An Experimental and Numerical Investigation of Flapping-Wing Propulsion", AIAA 37th Aerospace Sciences Meeting, Reno, Nevada, Paper No. 99-0995, January, 1999
- [33]. Weber S., Jones K.D., Ekaterinaris J.A. and Platzer M.F., "Transonic Flutter Computations for a 2D Supercritical Wing", AIAA 37th Aerospace Sciences Meeting, Reno, Nevada, Paper No. 99-0798, January, 1999
- [34]. Jones K.D., Davids S. and Platzer M.F., "Oscillating-Wing Power Generator", ASME/JSME Joint Fluids Engineering Conference, San Francisco, California, July, 1999
- [35]. Jones K.D. and Platzer M.F., "Flapping-Wing Propulsion for a Micro Air Vehicle", AIAA 38th Aerospace Sciences Meeting, Reno, Nevada, Paper No.2000-0897, January, 2000
- [36]. Jones K.D., Lai J.C.S., Tuncer I.H. and Platzer M.F., "Computational and Experimental Investigation of Flapping-Foil Propulsion", 1st International Symposium on Aqua Bio-Mechanisms / International Seminar on Aqua Bio-Mechanisms, Tokai University Pacific Center, Honolulu, Hawaii, August, 2000
- [37]. Jones K.D., Duggan S.J. and Platzer M.F., "Flapping-Wing Propulsion for a Micro Air Vehicle", AIAA 39th Aerospace Sciences Meeting, Reno, Nevada, Paper No. 2001-0126, January, 2001
- [38]. Jones K.D. and Platzer M.F., "On the Use of Vortex Flows for the Propulsion of Micro-Air and Sea Vehicles", Proceedings of the Applied Vehicle Technology Panel, AVT Paper No. 40, Loen, Norway, May, 2001

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- [39]. Castro B.M., Jones K.D., Ekaterinaris J.A. and Platzer M.F., "Analysis of the Effect of Porous Wall Interference on Transonic Airfoil Flutter", AIAA Paper No. 2001-2725, Anaheim, California, June, 2001
- [40]. Jones K.D., Castro B.M., Mahmoud O., Pollard S.J., Platzer M.F., Neef M., Gonet K and Hummel D., "A Collaborative Numerical and Experimental Investigation of Flapping-Wing Propulsion", AIAA Paper No. 2002-0706, Reno, Nevada, January, 2002
- [41]. Platzer M.F. and Jones K.D., "Flapping Wing Aerodynamics-Progress and Challenges", AIAA Paper No. 2006-0500 (invited), January, 2006
- [42]. Jones K.D., Castro B.M., Mahmoud O. and Platzer M.F., "A Numerical and Experimental Investigation of Flapping-Wing Propulsion in Ground Effect", AIAA Paper No. 2002-0866, Reno, Nevada, January, 2002
- [43]. Jones K.D. and Center K.B., "Waverider Design Methods for Non-Conical Shock Geometries", AIAA Paper No. 2002-3204, St. Louis, Missouri, June, 2002
- [44]. Jones K.D. and Platzer M.F., "Experimental Investigation of the Aerodynamic Characteristics of Flapping-Wing Micro Air Vehicles", AIAA Paper No. 2003-0418, Reno, Nevada, January, 2003
- [45]. Jones K.D., Bradshaw C.J., Papadopoulos J. and Platzer M.F., "Development and Flight Testing of Flapping-Wing Propelled Micro Air Vehicles", AIAA Paper No. 2003-6549, San Diego, California, September, 2003
- [46]. Jones K.D., Bradshaw C.J., Papadopoulos J. and Platzer M.F., "Improved Performance and Control of Flapping-Wing Propelled Micro Air Vehicles", AIAA Paper No. 2004-0399, Reno, Nevada, January, 2004
- [47]. Jones K.D., Bradshaw C.J., Papadopoulos J. and Platzer M.F., "Improved Performance and Control of Flapping-Wing Propelled Micro Air Vehicles", Invited talk at the Royal Aeronautical Society Annual Meeting, Paper 12. (Same as AIAA Paper No. 2004-0399), Live demonstration of the MAV in the auditorium, September 14-15, 2004
- [48]. Yakimenko O. A., Kammer I.I., Dobrokhodov V.N. and Jones K.D., "On the Development of Guidance, Navigation and Control Algorithms for Unmanned Air Vehicles", Automation, Control, and Applications (ACIT-ACA) 2005, Novosibirsk, Russia, Paper No. 483-060, June, 2005
- [49]. Wang I.H., Dobrokhodov V.N., Kammer I.I. and Jones K.D., "On Vision-Based Target Tracking and Range Estimation for Small UAVs", AIAA Paper No. 2005-6401, August, 2005
- [50] Erik Van Wijngaarden, Johan Bosschers And Gert Kuiper, "Aspects of the Cavitating Propeller Tip Vortex as A Source of Inboard Noise and Vibration", Proceedings of FEDSM2005-77271, 2005 ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting And Exhibition, Houston, TX, USA, June 19-23, 2005

- [51] M.M. Gaafary , H.S. El-Kilani, M.M. Moustafa,” Optimum design of B-series marine propellers”, Alexandria Engineering Journal, V. 50, pp. 13–18, 2011
doi:10.1016/j.aej.2011.01.001
- [52] Eckhard Praefke, ”The Marine Propeller Design Spiral”, Second International Symposium on Marine Propulsors smp’11, Hamburg, Germany, June 2011
- [53] Spyros A. Kinnas and Yin L. Young,” Modeling of cavitating or ventilated flows using BEM”, International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow, Vol. 13 No. 6, pp. 672-697,2003. DOI 10.1108/09615530310498376
- [54] J.P. Franc,” Partial Cavity Instabilities and Re-Entrant Jet”, CAV2001:lecture.002
- [55] G. Kuiper,” New developments and propeller design”, 9th International Conference on Hydrodynamics, Shanghai, China, Oct 11-15, 2010
- [56] Joao Pego, Hermann Lienhart, Franz Durst and Kay Tigges, “Forces and Velocity Measurements in Ship Propulsion Systems”, C. Tropea et al. (Eds.): New Res. in Num. and Exp. Fluid Mech. VI, NNFM 96, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, pp. 340–347, 2007.
- [57] Yoshihisa Takekoshi, Takafumi Kawamura, Hajime Yamaguchi, Masatsugu Maeda, Norio Ishii, Koyu Kimura, Tadashi Taketani, and Akihiko Fujii, ”Study on the design of propeller blade sections using the optimization algorithm”, J. Mar. Sci. Technol. (2005) 10:70–81, DOI 10.1007/s00773-005-0197-y
- [58] J. Bosschers, G. Vaz, A.R. Starke, E. van Wijngaarden, ” Computational Analysis of Propeller Sheet Cavitation and Propeller-Ship Interaction”, RINA conference “MARINE CFD2008”, Southampton, UK., 26-27 March 2008,
- [59]. Jones K.D. and Platzer M.F., "Bio-Inspired design of flapping wing micro air vehicles- An Engineer's perspective", AIAA Paper No. 2006-0037 (invited), January, 2006
- [60]. Dobrokhodov V.N., Kamminer I.I., Wang I.H. and Jones K.D., "Vision-Based Tracking and Position Estimation for Moving Ttargets using Small UAVs" , American Control Conference (ACC 2006), June 16, 2006
- [61]. Dobrokhodov V.N., Kamminer I.I., Jones K.D. and Ghabcheloo R., "Vision-Based Moving Target Tracking Using Mini UAVs" , AIAA Guidance, Navigation, and Control Conference, August 21-24, 2006
- [62]. Dobrokhodov V.N., Baer W., Kamminer I.I., Jones K.D. and Ghabcheloo R., "Vision-Based Moving Target Tracking Using Mini UAVs" , AUVSI's Unmanned Systems North America 2006, August 29-31, 2006.
- [63]. C.-T. Hsiao, G.L. Chahine, “Scaling of Tip Vortex Cavitation Inception Noise with a Bubble Dynamics Model Accounting for Nuclei Size Distribution”, ASME Journal of Fluid Engineering, Vol.127, pp. 55-65, January, 2005

- [64]. C.-T. Hsiao, G.L. Chahine, “Prediction of Vortex Cavitation Inception using Coupled Spherical and Non-Spherical Models and Navier-Stokes Computations”, Journal of Marine Science and Technology, Vol. 8, No. 3, pp. 99-108, 2004
- [65]. C.-T. Hsiao, H.-L. Liu, G.L. Chahine, “Scaling Effects on Prediction of Cavitation Inception in a Line Vortex Flow”, Journal of Fluid Engineering, Vol. 125, pp. 53-60, 2003



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



ภาคผนวก ก.

Code โปรแกรมการออกแบบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โปรแกรมประมาณค่าสมรรถนะใบจักรเรือ

Kt, Kq, Open Water Efficiency and Slip Curves Available --> / G V

0.3 <= EAR

0.5 <= P/D <=1.4	<=1.05	2 <= Z <=7
* Open Water Eff. (η) =	0.807	
* Specific gravity (S.G.)=	1.025	(ความหนาแน่นน้ำทะเล)
* Brake Power =	8.25	KW, (แรงม้า)
* Ship Speed =	10.0	Kts, (ความเร็วเรือ)
* Wake Fraction =	0.250	(ลำดับส่วนกระแสน้ำ)
* Thrust Deduction =	0.190	(นิรมัยผลักน้ำ)
* Immersion of Shaft =	0.200	m. , (เพลาจมน้ำ)
* Keller Constant =	0.400	(ค่าคงที่ Keller)
* @ RPM =	1200	(ความเร็วรอบออกแบบ)
* Diameter =	0.240	m. , (เส้นผ่านศูนย์กลางใบจักร)
* Adopted J =	0.782	<= Read from match point
* Adopted Ae/Ao =	0.350	(อัตราส่วนเนื้อที่คลี่แบน)
* Z =	2	(จำนวนปีก)
* Starting at J =	0.050	<= for the curves to be displayed or plotted
* @ Interval =	0.050	<= If J interval is large the default value will be used
* Power Coeff. =	0.900	(สัมประสิทธิ์ กำลังม้า)
* Mech. Coeff. =	0.800	(สัมประสิทธิ์ เครื่องกล)
* Rotative Rel. Coeff. =	1.030	(สัมประสิทธิ์ ความสัมพันธ์การหมุน)
* P/D =	0.940	(ระยะพิชใบจักร)
Required Thrust =	1.421	KN
Minimum Ae/Ao =	0.877	
Effective Power =	5.93	KW
@ J =	0.000	
@ RPM =	1234	<= 0.0 <= J <= 1.5
10*Kq =	0.143	
Brake Torque =	0.064	KN*m
Calculated J =	0.804	

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โปรแกรมประมาณค่าสมรรถนะใบจักรเรือ

Kt, Kq, Open Water Efficiency and Slip Curves Available --> / G V

0.3 <= EAR

0.5 <= P/D <=1.4	<=1.05	2 <= Z <=7
Delivered Power =	6.600	KW
$Kq/J^3 =$	0.319	
$Kt =$	0.093	
$Kt/J^2 =$	1.615	
Max Open Eff. =	0.828	
Pitch =	0.226	m.
Prop. Eff. =	0.898	
Propeller Thrust =	0.126	KN
Propeller Torque =	0.005	KN*m
$s =$	0.168	Nominal Slip, $s = 1 - J/(P/D)$
$V_a =$	3.861	m/s
Diameter of shafts =	22.591	mm

**หมายเหตุ: * = ป้อนค่าข้อมูลที่ต้องการออกแบบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตัวอย่าง หน้า Page Programming ในการคำนวณค่าการออกแบบใบจักร

	A	B	C	D	E	F	G
1	<<Estimation of Propeller Performance >> Please input all data in blue cells						
2	Kt, Kq, Open water efficiency and Slip Curves available --> / G V						
3	0.5 <= P/D <= 1.4 0.3 <= EAR <= 1.05 2 <= Z <= 7						
4	*	r =	1.000				
5	*	Brake Power	37.29	KW			
6		Power Coeff.	1.000				
7		Mech. Coeff.	0.900				
8		Effective Power	27.80	KW			
9	*	Ship Speed	10.0	Kts			
10	*	Wake Fraction	0.250				
11	*	Thrust Deduction	0.100				
12		Rotative Rel. Coeff.	1.000				
13	*	Immersion of Shaft	0.500	m.			
14	*	Keller Constant	0.400				
15							
16	h =	Open Water Eff.	0.690				
17		Prop. Eff.	0.828				
18		Propeller Torque	0.004	KN*m			
19		Brake Torque	0.288	KN*m			
20		Propeller Thrust	0.095	KN			
21	*	Required Thrust	6.001	KN			
22		Delivered Power	33.557	KW			

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตัวอย่าง ผลจากการคำนวณจากโปรแกรม

Final Results of the Design

Diameter = 0.24 m.
 P/D = 0.866
 RPM. = 1234.27
 Ae/Ao = 0.50
 Blade No. = 3 Approx. 7% BackCavitation
 Open W. eff. = 0.69
 BHP. req. = 49.98 Approx. 4% Back Cavitation

Burill Cavitation Checked

Cavitation at 0.7R = 1.5662691

$V.7^2 = 167.6673136$

Tau C = 3.5540122

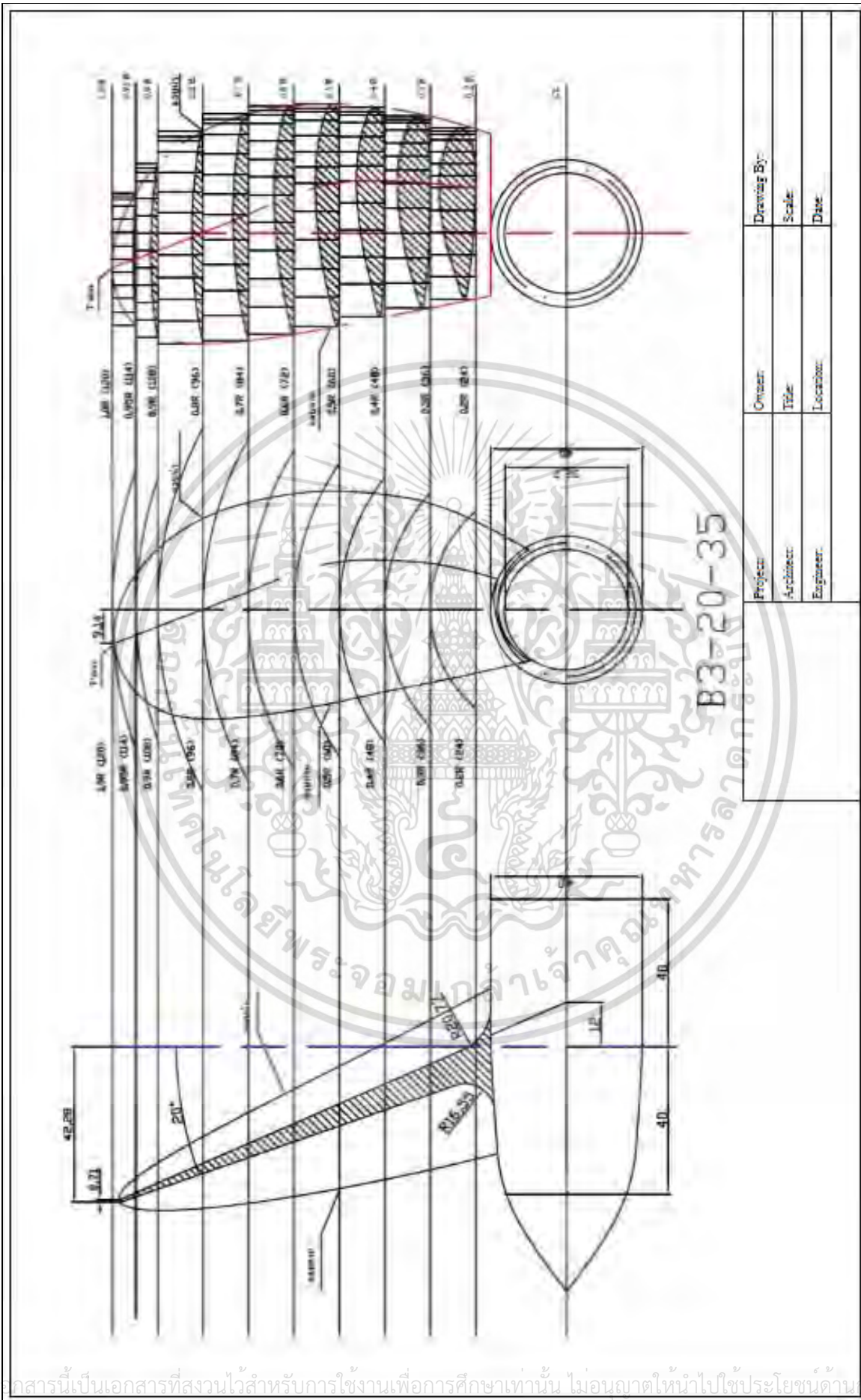
Read Burill Curve

Reccomend Tau C = 0.6671737

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



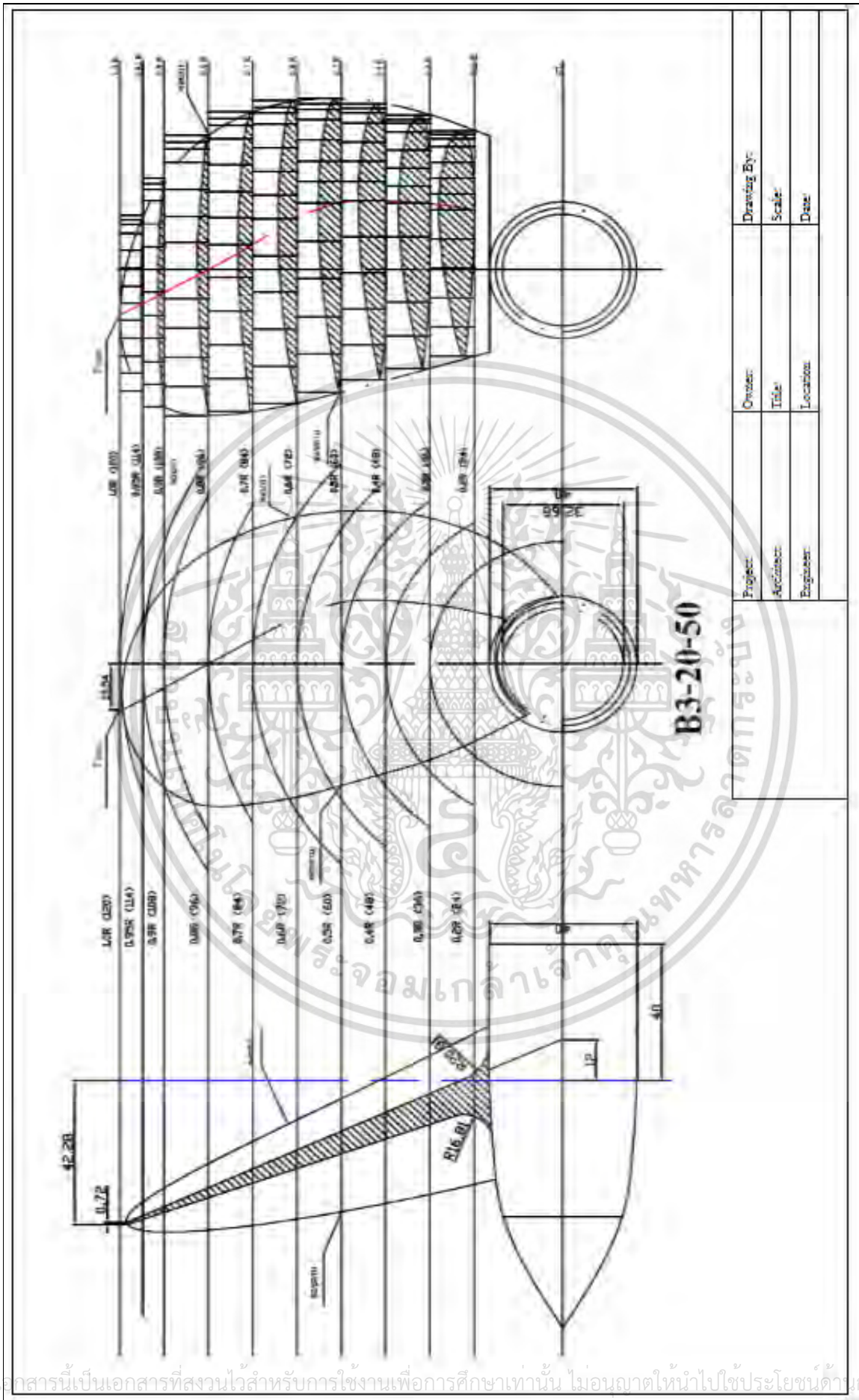
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



B3-20-35

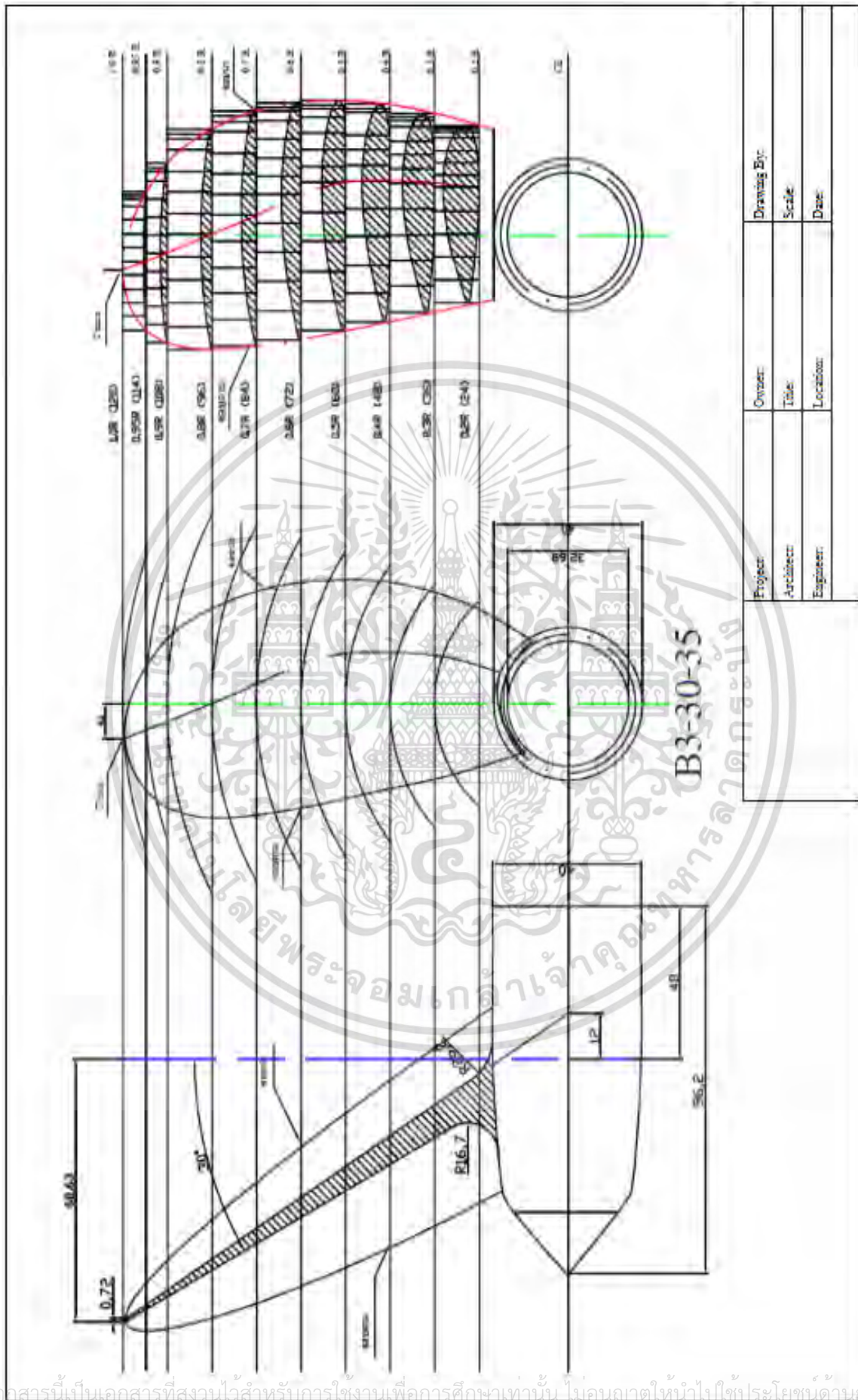
Project	Owner	Drawing By
Architect	Title	Scale
Engineer	Location	Date

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



Project:	Order:	Drawing No.:
Architect:	Title:	Scale:
Engineer:	Location:	Date:

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



Project	Owner	Drawing By:
Architect	Title	Scale
Engineer	Location	Date

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้ทำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แบบสอบถาม

คำชี้แจง: เมื่อท่านได้ชมการสาธิตการใช้ใบจักรเรือขนาดต่อไปนี้ ท่านมีความคิดเห็นอย่างไร

ขนาดใบจักรเรือ	ระดับความคิดเห็น				
	5	4	3	2	1
กลุ่มใบจักรแบบ 3 ปีก มุม 20 และ 30 องศา (กลุ่มประมงภาคใต้)					
1. B3-20-50					
2. B3-20-35					
3. B3-30-50					
4. B3-30-35					
กลุ่มใบจักรแบบ 3 ปีก มุม 22 องศา (กลุ่มประมงภาคตะวันออก)					
1. B3-22-55					
2. B3-22-35					

ลักษณะของแบบสอบถามเป็นแบบมาตราประมาณค่า (Rating Scale) มีระดับความคิด หรือความรู้สึก 5 ระดับ คือ ระดับความคิดเห็น หรือความรู้สึก มากที่สุด มาก ปานกลาง น้อย และน้อยที่สุด

ในการแปลผลคะแนนการแบ่งระดับความพึงพอใจ ผู้วิจัยได้จัดระดับคะแนนออกเป็น 5 ระดับ ซึ่งหาความกว้างของอันตรภาคชั้นโดยสูตรการหาดังนี้ (บุญธรรม, 2554)

$$\begin{aligned} \text{อันตรภาคชั้น} &= \frac{\text{ค่าพิสัย หรือคะแนนสูงสุด} - \text{คะแนนต่ำสุด}}{\text{จำนวนระดับชั้นที่แบ่ง}} \\ \text{อันตรภาคชั้น} &= \frac{5 - 1}{5} \\ &= 0.8 \end{aligned}$$

จากความกว้างของอันตรภาคชั้นดังกล่าวสามารถแบ่งระดับความฉลาดทางอารมณ์ได้ดังนี้

คะแนนตั้งแต่ 4.21 – 5.00 หมายถึง มีความพึงพอใจ ในระดับมากที่สุด

คะแนนตั้งแต่ 3.41 – 4.20 หมายถึง มีความพึงพอใจ ในระดับมาก

คะแนนตั้งแต่ 2.61 – 3.40 หมายถึง มีความพึงพอใจ ในระดับปานกลาง

คะแนนตั้งแต่ 1.81 – 2.60 หมายถึง มีความพึงพอใจ ในระดับน้อย

คะแนนตั้งแต่ 1.00 – 1.80 หมายถึง มีความพึงพอใจ ในระดับน้อยที่สุด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ค.1 ค่าเฉลี่ยและส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐาน ระดับความพึงพอใจของผู้เข้าร่วมชมการสาธิต ในเรื่องที่ใช้ใบจักรในกลุ่มแบบ 3 ปีก มุม 20 องศา และ มุม 30 องศา (กลุ่มประมงภาคใต้)

N = 77

ลักษณะของใบจักร	ระดับความพอใจ					\bar{X}	SD	ระดับความพอใจ	ลำดับที่
	พอใจมากที่สุด	พอใจมาก	พอใจปานกลาง	พอใจน้อย	พอใจน้อยที่สุด				
1. B3-20-50	58 (75.3)	19 (24.7)	-	-	-	4.75	.433	มากที่สุด	1
2. B3-20-35	21 (27.3)	47 (61.0)	9 (11.7)	-	-	4.15	.608	มาก	2
3. B3-30-50	15 (19.5)	49 (63.6)	13 (16.9)	-	-	4.02	.606	มาก	3
4. B3-30-35	8 (10.4)	13 (16.9)	56 (72.7)	198 (61.9)	44 (13.8)	3.37	.669	ปานกลาง	4

จากการออกแบบใบจักรในกลุ่มใบจักรแบบ 3 ปีก มุม 20 องศา และ มุม 30 องศา ที่มีความกว้างของใบจักรที่แตกต่างกัน พบว่า

1. ใบจักรแบบ 3 ปีก มุม 20 องศา ที่มีความกว้างของใบจักร 50 (B3-20-50) ผู้เข้าร่วมชมการสาธิต...มีความพึงพอใจอยู่ในระดับมากที่สุด ($\bar{X} = 4.75$)
2. ใบจักรแบบ 3 ปีก มุม 20 องศา ที่มีความกว้างของใบจักร 35 (B3-20-35) ผู้เข้าร่วมชมการสาธิต...มีความพึงพอใจอยู่ในระดับมาก ($\bar{X} = 4.15$)
3. ใบจักรแบบ 3 ปีก มุม 30 องศา ที่มีความกว้างของใบจักร 50 (B3-30-50) ผู้เข้าร่วมชมการสาธิต...มีความพึงพอใจอยู่ในระดับมากที่สุด ($\bar{X} = 4.02$)
4. ใบจักรแบบ 3 ปีก มุม 30 องศา ที่มีความกว้างของใบจักร 35 (B3-30-35) ผู้เข้าร่วมชมการสาธิต...มีความพึงพอใจอยู่ในระดับปานกลาง ($\bar{X} = 3.37$)

เมื่อพิจารณาค่าเฉลี่ย ในกลุ่มใบจักร แบบ 3 ปีก มุม 20 องศา และ มุม 30 องศา ที่มีความกว้างของใบจักรที่แตกต่างกัน ผู้เข้าร่วมชมการสาธิต...

ให้ระดับความพึงพอใจกับ ใบจักรแบบ 3 ปีก มุม 20 องศา ที่มีความกว้างของใบจักร 50 (B3-20-50) มากที่สุด รองลงมา ได้แก่ ใบจักรแบบ 3 ปีก มุม 20 องศา ที่มีความกว้างของใบจักร 35 (B3-20-35), ในส่วนใบจักรแบบ 3 ปีก มุม 30 องศา ที่มีความกว้างของใบจักร 50 (B3-30-50) และ ใบจักรแบบ 3 ปีก มุม 30 องศา ที่มีความกว้างของใบจักร 35 (B3-30-35) มีความพึงพอใจลดหลั่น ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ค.2 ค่าเฉลี่ยและส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐาน ระดับความพึงพอใจของผู้เข้าร่วมชมการสาธิต....ในเรือที่ใช้ใบจักรในกลุ่มแบบ 3 ปีก มุม 22 องศา

N = 77

ลักษณะของใบจักร	ระดับความพอใจ					\bar{X}	SD	ระดับความพอใจ	ลำดับที่
	พอใจมากที่สุด	พอใจมาก	พอใจปานกลาง	พอใจน้อย	พอใจน้อยที่สุด				
1. B3-22-55	48 (62.3)	22 (28.6)	7 (9.1)	-	-	4.53	.660	มากที่สุด	1
2. B3-22-35	25 (32.5)	42 (54.5)	10 (13.0)	-	-	4.19	.649	มาก	2

จากการออกแบบใบจักรในกลุ่มใบจักรแบบ 3 ปีก มุม 22 องศา ที่มีความกว้างของใบจักรที่แตกต่างกัน พบว่า

1. ใบจักรแบบ 3 ปีก มุม 22 องศา ที่มีความกว้างของใบจักร 55 (B3-22-55) ผู้เข้าร่วมชมการสาธิต...มีความพึงพอใจอยู่ในระดับมากที่สุด ($\bar{X} = 4.53$)
2. ใบจักรแบบ 3 ปีก มุม 22 องศา ที่มีความกว้างของใบจักร 35 (B3-18-35) ผู้เข้าร่วมชมการสาธิต...มีความพึงพอใจอยู่ในระดับมาก ($\bar{X} = 4.19$)

เมื่อพิจารณาค่าเฉลี่ย ในกลุ่มใบจักร แบบ 3 ปีกมุม 22 องศา ที่มีความกว้างของใบจักรที่แตกต่างกัน ผู้เข้าร่วมชมการสาธิต...ให้ระดับความพึงพอใจกับ ใบจักรแบบ 3 ปีก มุม 22 องศา ที่มีความกว้างของใบจักร 55 (B3-22-55) มากที่สุด รองลงมา ได้แก่ ใบจักรแบบ 3 ปีก มุม 22 องศา ที่มีความกว้างของใบจักร 35 (B3-22-35)

ข้อมูลลักษณะเรือประมงของกลุ่มตัวอย่าง

1. ลักษณะด้านขนาดใบจักร

ตารางที่ ค.3 ขนาดใบจักรเรือของกลุ่มตัวอย่าง

ขนาดใบจักร (นิ้ว)	จำนวน	ร้อยละ
15 นิ้ว	20	26.0
16 นิ้ว	9	11.7
17 นิ้ว	37	48.1
18 นิ้ว	9	11.7
19 นิ้ว	2	2.5
รวม	77	100.0

จากตารางที่ ค.3 พบว่า กลุ่มตัวอย่างใช้ขนาดใบจักรเรือ 17 นิ้ว มากที่สุด จำนวน 37 คน คิดเป็นร้อยละ 48.1 รองลงมา ได้แก่ ขนาด 15 นิ้ว จำนวน 20 คน คิดเป็นร้อยละ 26.0, ขนาด 16 นิ้ว จำนวน 9 คน คิดเป็นร้อยละ 11.7, ขนาด 18 นิ้ว จำนวน 9 คน คิดเป็นร้อยละ 11.7, และ ขนาด 19 นิ้ว จำนวน 2 คน คิดเป็นร้อยละ 2.5 ตามลำดับ

เป็นที่น่าสนใจสำหรับการทำงานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2. ขนาดเครื่องยนต์

ตารางที่ ค.4 ขนาดเครื่องยนต์เรือของกลุ่มตัวอย่าง

ขนาดเครื่องยนต์ (แรงม้า)	จำนวน	ร้อยละ
1-5	3	3.9
6-10	10	13.0
11-15	60	77.9
16-20	-	-
21-25	3	3.9
อื่นๆ	1	1.3
รวม	77	100.0

จากตารางที่ ค.4 กลุ่มตัวอย่างเรือที่มีขนาดเครื่องยนต์ 11-15 แรงม้า มากที่สุด จำนวน 60 คน คิดเป็นร้อยละ 77.9 รองลงมา คือ ขนาดเครื่องยนต์ 6-10 แรงม้า จำนวน 10 คน คิดเป็นร้อยละ 13.0, ขนาดเครื่องยนต์ 1-5 แรงม้า จำนวน 3 คน คิดเป็นร้อยละ 3.9, ขนาดเครื่องยนต์ 21-25 แรงม้า จำนวน 3 คน คิดเป็นร้อยละ 3.9 และอื่นๆ (ขนาดเครื่องยนต์ 90 แรงม้า) 1 คน คิดเป็นร้อยละ 1.3 ตามลำดับ

3. เกียร์ทด

ตารางที่ ค.5 ขนาดเครื่องยนต์เรือของกลุ่มตัวอย่าง

เกียร์ทด	จำนวน	ร้อยละ
1 : 5	6	7.8
2.5	2	2.6
50x15	14	18.2
50x16	1	1.3
50x17	3	3.9
54x15	3	3.9
60x16	36	46.8
ไม่ระบุ	12	15.6
รวม	77	100.0

จากตารางที่ ค.5 พบว่า กลุ่มตัวอย่างใช้เรือที่มีเกียร์ทด 60x16 มากที่สุด จำนวน 36 คน คิดเป็นร้อยละ 46.8 รองลงมา คือ เกียร์ทด 50x15 จำนวน 14 คน คิดเป็นร้อยละ 18.2 และเกียร์ทด 1:5 จำนวน 6 คน คิดเป็นร้อยละ 7.8 ตามลำดับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รายชื่อกลุ่มประมงพื้นบ้าน ที่เข้าร่วมโครงการ

ลำดับ	ชื่อ-สกุล	กลุ่มประมง	ชื่อเรือ	ขนาด ใบ (นิ้ว)	ขนาด เครื่องยนต์ (แรงม้า)	ขนาด ความเร็ว รอบ	เกียร์ ทด	หมายเหตุ
1	นาย เจือ แคนใหญ่	ปากน้ำปราม จ. ประจวบฯ	โชคฉัตรชัยนาวี	15	11-15		-	ประธานกลุ่มฯ 094-873- 4924
2	นาย บุญช่วย แคนใหญ่	ปากน้ำปราม จ. ประจวบฯ	ก.สถิตนำโชค	15	11-15		-	
3	นาย หนุ่ย ช่อจันทร์	ปากน้ำปราม จ. ประจวบฯ	-	15	8-10		-	ขอ(B2-18-55) 086-825- 1355
4	นาย พลาริป พุ่มจันทร์	ปากน้ำปราม จ. ประจวบฯ	ส.เอกวัฒน์	17	20-25	1800	-	
5	นาย สุนทร นาน้อย	ปากน้ำปราม จ. ประจวบฯ	-	17	20-25		-	
6	นาย ถวิล ช่างเพาะ	ปากน้ำปราม จ. ประจวบฯ	รุ่งนภา 11	17.5	11-15		-	
7	นาง กาลิณี พุ่มพวง	ปากน้ำปราม จ. ประจวบฯ	-	19	1-3	1500	2.5	
8	นาย สร้อย นาคคี	ปากน้ำปราม จ. ประจวบฯ	ส.สร้อยสลัศรี	19	90	8000	2.5	
9	นาย น้อย ภัคดี	ชายทะเลฝั่งตะวันออก จ.นครศรีฯ	-	15	8-10		50x17	
10	นาย วิโรจน์ ผัดทอง	ชายทะเลฝั่งตะวันออก จ.นครศรีฯ	-	15	8-10		50x17	
11	นาย วิญญู บุศรีนุ่น	ชายทะเลฝั่งตะวันออก จ.นครศรีฯ	-	15	8-10		50x16	
12	นาย มลทา เทียงธรรม	ชายทะเลฝั่งตะวันออก จ.นครศรีฯ	เทียงธรรม	15	11-15		54x15	
13	นาย สิทธิชัย หนูทอง	ชายทะเลฝั่งตะวันออก จ.นครศรีฯ	น้องพลู๊ด	15	11-15		54x15	
14	นาย สุนทร สีนุ่น	ชายทะเลฝั่งตะวันออก จ.นครศรีฯ	ลุงเอื้อน	15	11-15		54x15	
15	นาย กวีรัตน์ สายเท้าเอื้อน	ชายทะเลฝั่งตะวันออก จ.นครศรีฯ	ส.สลักจิตร	15	8-10		50x17	
16	นาย นิคม ขุนจันทร์	ชายทะเลฝั่งตะวันออก จ.นครศรีฯ	อันตา	16	11-15		60x16	
17	นาย ธนากร บุญศรี	ชายทะเลฝั่งตะวันออก จ.นครศรีฯ	-	17	11-15		60x16	
18	นาย คล้า บุญเขต	ชายทะเลฝั่งตะวันออก จ.นครศรีฯ	-	17	11-15		60x16	
19	นาย วิชัย ทิพย์โยธา	ชายทะเลฝั่งตะวันออก จ.นครศรีฯ	-	17	11-15		60x16	
20	นาย เนตรพนม กำเนิดว่า	ชายทะเลฝั่งตะวันออก จ.นครศรีฯ	-	17	11-15		60x16	
21	นาย พนม กำเนิดว่า	ชายทะเลฝั่งตะวันออก จ.นครศรีฯ	-	17	11-15		60x16	
22	นาย สุวิท รักสนิห	ชายทะเลฝั่งตะวันออก จ.นครศรีฯ	-	17	11-15		60x16	
23	นาย สมจิต สิทธิสาร	ชายทะเลฝั่งตะวันออก	-	17	11-15		60x16	

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ลำดับ	ชื่อ-สกุล	กลุ่มประมง	ชื่อเรือ	ขนาด ใบ (นิ้ว)	ขนาด เครื่องยนต์ (แรงม้า)	ขนาด ความเร็ว รอบ	เกียร์ ทด	หมายเหตุ
		จ.นครศรีฯ						
24	นาย จรูญ ส่งแสงรัตน์	ชายทะเลฝั่งตะวันออก จ.นครศรีฯ	จรูญ	17	11-15		60x16	
25	นาย สนิท ทองศรี	ชายทะเลฝั่งตะวันออก จ.นครศรีฯ	น้องแจ่ม	17	11-15		60x16	
26	นาย จเร กำเนิดว่า	ชายทะเลฝั่งตะวันออก จ.นครศรีฯ	น้องใหม่	17	11-15		60x16	
27	นาย สมชาย คงเจริญ	ชายทะเลฝั่งตะวันออก จ.นครศรีฯ	น้องชั้น	17	11-15		60x16	
28	นาย พงษ์ธร พรหมทอง	ชายทะเลฝั่งตะวันออก จ.นครศรีฯ	น้องทอน	17	11-15		60x16	
29	นาย ขจร ดาวผล	ชายทะเลฝั่งตะวันออก จ.นครศรีฯ	น้องนนท์	17	11-15		60x16	
30	นาย สาทิตย์ ห้วยหงษ์ทอง	ชายทะเลฝั่งตะวันออก จ.นครศรีฯ	น้องพิง	17	11-15		60x16	
31	นาย เจริญ เฉื่อยทอง	ชายทะเลฝั่งตะวันออก จ.นครศรีฯ	น้องอายุ	17	11-15		60x16	
32	นาย ไกรศล หมั่นแก้ว	ชายทะเลฝั่งตะวันออก จ.นครศรีฯ	ศรีแพร	17	11-15		60x16	
33	นาย สมเกียรติ มีไพศาล	ชายทะเลฝั่งตะวันออก จ.นครศรีฯ	ส.กัลณิกา	17	11-15		60x16	
34	นาย สมชาย ส่งแสงรัตน์	ชายทะเลฝั่งตะวันออก จ.นครศรีฯ	สมชาย	17	11-15		60x16	
35	นาย นกตล บุญศรี	ชายทะเลฝั่งตะวันออก จ.นครศรีฯ	สมหวัง	17	11-15		60x16	
36	นาย อุบล สิทธิสาร	ชายทะเลฝั่งตะวันออก จ.นครศรีฯ	อุบล	17	11-15		60x16	
37	นาย เกริกฤทธิ์ หอมจันทร์	กลุ่มประมงอ่าวอุดม จ. ชลบุรี	ชลนาวิ	15	8-10		-	ต่อตรง
38	นาย กมล อินทราวุฒิ	กลุ่มประมงอ่าวอุดม จ. ชลบุรี	กมลโชค	15	8-10		-	ต่อตรง
39	นาย จิรวัดน์ ชูสกุล	กลุ่มประมงอ่าวอุดม จ. ชลบุรี	นิลนาวิ	15	11-15		60x16	
40	นาย ณัฐพงษ์ แจ่มกระจ่าง	กลุ่มประมงอ่าวอุดม จ. ชลบุรี	กระจ่างโชค	15	11-15		60x16	
41	นาย ไพเราะ บุญญาวิษฐ์	กลุ่มประมงอ่าวอุดม จ. ชลบุรี	โชคนาวิ	15	11-15		50x15	
42	นาย สิริเขต เพ็ชรโทสง	กลุ่มประมงอ่าวอุดม จ. ชลบุรี	สุดสาคร	15	11-15		60x16	
43	นาย เฉลิมพล กำลัง	กลุ่มประมงอ่าวอุดม จ. ชลบุรี	เฉลิมพล	16	11-15		60x16	
44	นาย กัญจน์ ทรัพย์มีสุข	กลุ่มประมงอ่าวอุดม จ. ชลบุรี	สินสมุทร	16	8-10		50x15	
45	นาย ณัฐพงศ์ ไทยเจริญ	กลุ่มประมงอ่าวอุดม จ. ชลบุรี	ดารา	16	11-15		60x16	
46	นาย นราธิป นิลคำ	กลุ่มประมงอ่าวอุดม จ. ชลบุรี	นิลนาวิ	16	11-15		60x16	
47	นาย ปิยะศักดิ์ โพธิ์สอาด	กลุ่มประมงอ่าวอุดม จ. ชลบุรี	ปิยะ	16	11-15		60x16	

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้สำหรับใช้ในการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้แก้ไขปรับปรุงเนื้อหา การค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ลำดับ	ชื่อ-สกุล	กลุ่มประมง	ชื่อเรือ	ขนาด ใบ (นิ้ว)	ขนาด เครื่องยนต์ (แรงม้า)	ขนาด ความเร็ว รอบ	เกียร์ ทด	หมายเหตุ
48	นาย พิรุฬห์ หงษ์ทอง	กลุ่มประมงอ่าวอุดม จ. ชลบุรี	พิรุฬห์	16	11-15		50x15	
49	นาย อภิชาติ เสียงเพราะ	กลุ่มประมงอ่าวอุดม จ. ชลบุรี	สุดสาคร	16	11-15		60x16	
50	นาย อุเทน แสงสุข	กลุ่มประมงอ่าวอุดม จ. ชลบุรี	แสงสุข	16	11-15		60x16	
51	นาย กฤษณะ ไทยเกื้อ	กลุ่มประมงอ่าวอุดม จ. ชลบุรี	นิลมังกร	17	11-15		60x16	
52	นาย กิติ สิ้นแก้วคง	กลุ่มประมงอ่าวอุดม จ. ชลบุรี	สิงห์สมุทร	17	8-10		50x15	
53	นาย ธงชัย โชครุ่งเรือง	กลุ่มประมงอ่าวอุดม จ. ชลบุรี	โชครุ่งเรือง	17	11-15		60x16	
54	นาย ธนพล นรินทร์ทรัพย์	กลุ่มประมงอ่าวอุดม จ. ชลบุรี	ดาราสมุทร	17	11-15		60x16	
55	นาย อุทิศศักดิ์ สวัสดิ์ภูมิ	กลุ่มประมงอ่าวอุดม จ. ชลบุรี	โชคนาวี	17	11-15		60x16	
56	นาย ประนิตย์ คำตรง	กลุ่มประมงอ่าวอุดม จ. ชลบุรี	แสนสุข	17	11-15		60x16	
57	นาย รุ่งอรุณ สองอ่าว	กลุ่มประมงอ่าวอุดม จ. ชลบุรี	รุ่งอรุณ	17	11-15		50x15	
58	นาย ศนุวัฒน์ บัวชู	กลุ่มประมงอ่าวอุดม จ. ชลบุรี	บัวลอย	17	11-15		60x16	
59	นาย วุฒิชัย ธรรมภิรมณ์	ประมงพื้นบ้าน บ้าน พุมเรียง สฎ.	โชติช่วง	15	6		-	ต่อตรง
60	นาย วุฒิศักดิ์ มั่งอະนะ	ประมงพื้นบ้าน บ้าน พุมเรียง สฎ.	โชคนาวี	15	5		-	ต่อตรง
61	นาย ศรารุจ แสงคำโต	ประมงพื้นบ้าน บ้าน พุมเรียง สฎ.	แสงทอง	15	8		-	ต่อตรง
62	นาย ปิยะ แสนชูพุม	ประมงพื้นบ้าน บ้าน พุมเรียง สฎ.	ปิยะ	15	5		-	ต่อตรง
63	นาย ภูมิ พุมธรรม	ประมงพื้นบ้าน บ้าน พุมเรียง สฎ.	-	17	11-15		1:5	
64	นาย มนัส ออาจวินัย	ประมงพื้นบ้าน บ้าน พุมเรียง สฎ.	-	17	11-15		1:5	
65	นาย ยุทธภูมิ คำบุญ	ประมงพื้นบ้าน บ้าน พุมเรียง สฎ.	ยุทธนาวี	17	11-15		1:5	
66	นาย วรินทร์ เรียงไข	ประมงพื้นบ้าน บ้าน พุมเรียง สฎ.	วริน	17	11-15		50x15	
67	นาย วัฒน์ แสงพุมทรัพย์	ประมงพื้นบ้าน บ้าน พุมเรียง สฎ.	แสนทรัพย์	17	11-15		50x15	
68	นาย วีระ จ้อยมาก	ประมงพื้นบ้าน บ้าน พุมเรียง สฎ.	ทรัพย์อนันต์	17	11-15		50x15	
69	นาย คงเดช ทานบุรี	ประมงพื้นบ้าน บ้าน พุมเรียง สฎ.	ทานตะวัน	18	11-15		50x15	
70	นาย ฉัตรชัย ปิยะวัน	ประมงพื้นบ้าน บ้าน พุมเรียง สฎ.	นำโชค	18	11-15		50x15	
71	นาย อานันท์ แก้วภาพ	ประมงพื้นบ้าน บ้าน พุมเรียง สฎ.	แก้วฟ้า	18	11-15		50x15	
72	นาย ณัชพล ปังฉิม	ประมงพื้นบ้าน บ้าน	ปังฉิม	18	11-15		50x15	

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ลำดับ	ชื่อ-สกุล	กลุ่มประมง	ชื่อเรือ	ขนาด ใบ (นิ้ว)	ขนาด เครื่องยนต์ (แรงม้า)	ขนาด ความเร็ว รอบ	เกียร์ ทด	หมายเหตุ
		พุมเรียง สฎ.						
73	นาย ณัฐวุฒิ ยมอินดี	ประมงพื้นบ้าน บ้าน พุมเรียง สฎ.	-	18	11-15		1:5	
74	นาย ธนสาร ชีรัมย์	ประมงพื้นบ้าน บ้าน พุมเรียง สฎ.	-	18	11-15		1:5	
75	นาย ธนายุต วิลัยคะ	ประมงพื้นบ้าน บ้าน พุมเรียง สฎ.	-	18	11-15		1:5	
76	นาย ปิยะธร พุฒเพ็ง	ประมงพื้นบ้าน บ้าน พุมเรียง สฎ.	-	18	11-15		50x15	
77	นาย กร โคกพุมเรียง	ประมงพื้นบ้าน บ้าน พุมเรียง สฎ.	-	18	11-15		50x15	



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตัวอย่าง แบบสอบถามภาคประมง
โครงการพัฒนานักวิจัยและงานวิจัยเพื่ออุตสาหกรรม-พวอ.
สำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัย (สกว.)

คำชี้แจง แบบสอบถามฉบับนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อสอบถามความคิดเห็นของบุคคลหรือตัวแทนหน่วยงานที่เกี่ยวข้องกับอุตสาหกรรมเรือประมง อยู่เรือ จึงใคร่ขอความอนุเคราะห์ท่านตอบแบบสอบถามต่อไปนี้ ซึ่งข้อมูลที่ได้จากแบบสอบถามจะนำไปใช้ในโครงการพัฒนาและออกแบบใบจักรเรือประมงเพื่อให้เหมาะสมกับโครงสร้างกายภาพนั้นๆ ซึ่งจะส่งผลให้มีการพัฒนาภาคอุตสาหกรรมประมงต่อไป กรุณาเขียนข้อเสนอแนะลงในช่องว่างที่กำหนดให้ โดยความคิดเห็นของท่านจะเป็น **ความลับ** และจะนำเสนอผลงานออกมาในภาพรวมต่อไป

ส่วนที่ 1 : ข้อมูลของบุคคลหรือองค์กรหน่วยงานของผู้ตอบแบบสอบถาม

คำชี้แจงตอนที่ 1 : โปรดทำเครื่องหมาย ลงใน และเติมคำตอบลงในช่องว่างตามความเป็นจริง

ตอนที่ 1 : ข้อมูลทางเทคนิค

1. ชื่อ-สกุล.....อายุ.....ปี

อาชีพ.....

กลุ่มชุมชน.....อำเภอ.....

จังหวัด.....

ชื่อเรือประมง.....

กลุ่มประมงชายฝั่ง

กลุ่มประมงเรือหางยาว

กลุ่มอุตสาหกรรมโรงหล่อ

กลุ่มประมงน้ำตื้น

กลุ่มอุตสาหกรรมต่อเรือ / ซ่อมเรือ

อื่น ๆ.....

2. พื้นที่ตั้งของหน่วยงาน / ชุมชน

ภาคเหนือ

ภาคตะวันตก

ภาคตะวันออกเฉียงเหนือ

ภาคกลาง

ภาคใต้ฝั่งอันดามัน

ภาคใต้ฝั่งอ่าวไทย

ภาคตะวันออก

ภาคใต้ฝั่งอ่าวไทย

3. ประเภทเครื่องยนต์

ดีเซล

แก๊ส

เบนซิน

อื่นๆ.....

น้ำมันเตา

4. ขนาดเครื่องยนต์

1 - 3 แรงม้า

11 - 15 แรงม้า

4 - 7 แรงม้า

20 - 25 แรงม้า

8 - 10 แรงม้า

อื่นๆ.....

ความเร็วรอบเครื่องยนต์.....เกียร์ทด.....

ความจุน้ำมันของเครื่องยนต์.....ลิตร

ปริมาณน้ำมันสำรองที่ใช้ในการประมง.....ลิตร

5. ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางใบจักร ที่ท่านใช้อยู่เป็นขนาดเท่าไร

เบอร์.....หรือ.....นิ้ว หรือ อื่นๆ(โปรดระบุ).....

6. ชนิดทางกายภาพของใบจักร

ทองเหลืองผสม

อลูมิเนียมผสม

อื่นๆ.....

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นำมาตีพิมพ์เผยแพร่โดยไม่ได้รับอนุญาต

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

7. ชนิดของใบจักรเรือ

- ใบจักรเดี่ยว ใบจักรคู่ ชนิด 2 ใบ
 ชนิด 3 ใบ ชนิด 4 ใบ อื่นๆ.....

8. ยี่ห้อเครื่องยนต์

- YANMA(ยันม่า) MAN(แมน) Honda (ฮอนด้า)
 ISUZU(อิซูซุ) YAMAHA(ยามาฮา) MITSUBISHI(มิตซูบิชิ)
 อื่นๆ(โปรดระบุ).....

9*. สำหรับ เรือประมงชายฝั่ง / เรือประมงน้ำตื้น

- ประเภทของตัวเรือ ไม้ เหล็ก ไฟเบอร์กราส อื่นๆ.....
 มิติตัวเรือ (กว้างxยาว) = x เมตร
 กินน้ำลึก = เมตร
 น้ำหนักบรรทุก = Tonsหรือ กิโลกรัม

10*. สำหรับ เรือหางยาว

- ประเภทของตัวเรือ ไม้ เหล็ก ไฟเบอร์กราส อื่นๆ.....
 มิติตัวเรือ (กว้างxยาว) = x เมตร
 กินน้ำลึก = เมตร
 น้ำหนักบรรทุก = Tonsหรือ กิโลกรัม

11*. สำหรับ โรงงานหล่อ / อยู่เรือ

ท่านมีแบบแม่พิมพ์ใบจักร (Propeller Model) กี่ชนิด กี่ขนาด

- ชนิด 2 ใบ ชนิด 3 ใบ ชนิด 4 ใบ อื่นๆ.....
 ขนาดเบอร์ 1 ϕ นิ้ว
 ขนาดเบอร์ 2 ϕ นิ้ว
 ขนาดเบอร์ 3 ϕ นิ้ว
 ขนาดเบอร์ 4 ϕ นิ้ว
 ขนาดเบอร์ 5 ϕ นิ้ว
 ขนาดเบอร์ 6 ϕ นิ้ว
 ขนาดเบอร์..... ϕ นิ้ว
 ขนาดเบอร์..... ϕ นิ้วตอนที่ 2 : ข้อมูลเชิงนโยบาย
 และแผนฯ {ทำเครื่องหมาย ✓ ลงใน ได้มากกว่า 1 ข้อ}

12. ท่านคิดว่าอะไร คือปัจจัยสำคัญที่ช่วยพัฒนาขีดความสามารถในภาคประมง และอุตสาหกรรมที่

เกี่ยวข้อง

- การกำหนดนโยบายและความช่วยเหลือจากรัฐบาล
 ความสามารถของผู้ประกอบการโดยลำพัง
 ความร่วมมือของแต่ละหน่วยงานที่รวมตัวกัน
 การสนับสนุนขององค์กร / สมาคม

เอกสารนี้เป็นเอกสารทรัพย์สินทางปัญญาของกรมประมงเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การสนับสนุนของหน่วยงานเฉพาะทาง / สถาบันการศึกษา

อื่นๆ (โปรดระบุ)

13. ท่านคิดว่าอะไรเป็นองค์ประกอบสำคัญที่จะทำให้เกิดการพัฒนาอุตสาหกรรมเรือประมงไทย

ความร่วมมือ ความตื่นตัว และการริเริ่มของผู้ประกอบการเอกชน

รัฐต้องให้ความร่วมมือ และต้องเพิ่มบทบาทให้การสนับสนุนงบประมาณมากขึ้น

สถาบันการเงินต้องมีบทบาท และเข้ามามีส่วนร่วมมากขึ้น

องค์กรการค้า และสมาคมธุรกิจต้องให้ความสำคัญ และเข้ามามีส่วนร่วมมากขึ้น

สถาบันการศึกษาเข้ามามีบทบาท และส่วนร่วมในการพัฒนาศักยภาพ

อื่นๆ (โปรดระบุ)

14. ท่านมีความคิดเห็นเกี่ยวกับโครงการวิจัย พัฒนา และออกแบบ ในส่วนภาคอุตสาหกรรมประมงอย่างไร

น่าจะได้รับประโยชน์มากในการแลกเปลี่ยนความรู้และประสบการณ์

ได้รับทราบองค์ความรู้ / แนวทางใหม่ๆ

เป็นความร่วมมือในการแก้ไขปัญหา

ไม่ค่อยมีประโยชน์เพราะยังไม่มีแนวทางที่ชัดเจน

ไม่ค่อยมีประโยชน์เพราะขาดงบประมาณดำเนินการมาสนับสนุน

อื่นๆ (โปรดระบุ)

15. ท่านคิดว่าอะไรเป็นอุปสรรคสำคัญต่อความร่วมมือในโครงการวิจัย พัฒนา และออกแบบ

ความหวาดระแวงซึ่งกันและกัน

ความไม่เข้าใจในเรื่องการพัฒนา วิจัย

การไม่ได้รับการสนับสนุนจากหน่วยงานรัฐ

ความไม่ชัดเจนของหน่วยงานภาครัฐ / เอกชน

อื่นๆ (โปรดระบุ)

16. ท่านคิดว่าใครเป็นผู้ที่มีบทบาทสำคัญ / แคนนำในการพัฒนา วิจัย และออกแบบ

ผู้ประกอบการ

หน่วยงานภาครัฐ

สถาบันการศึกษา

หน่วยงานภาคเอกชน องค์กร / สมาคม อื่นๆ (โปรดระบุ)

ตอนที่ 2 : ประเด็นปัญหา และความต้องการ {ทำเครื่องหมาย ✓ ลงใน ได้มากกว่า 1 ข้อ}

17. ท่านคิดว่าราคาน้ำมัน สำหรับกลุ่มอุตสาหกรรม เรือประมงชายฝั่ง / เรือประมงน้ำตื้น / เรือทางยาว

ราคาน้ำมันควรจะอยู่ ที่ลิตรละเท่าไร ที่เป็นราคาที่เหมาะสม.....บาท

ปัจจุบันเรือประมงของท่านใช้น้ำมันเดือนละกี่ลิตรลิตร

คิดเป็นเงินกี่บาท.....บาท

คิดเป็นปริมาณน้ำมันที่ใช้ในการประมงกี่กิโลเมตรต่อลิตร.....Km / Liter

18. ปัจจุบันเรือประมงของท่าน เป็นเครื่องยนต์ขนาดกี่แรงม้า กี่สูบ กินน้ำมันเท่าไร (โดยประมาณ)

เป็นเครื่องยนต์ขนาด.....แรงม้า.....สูบ

กินน้ำมัน.....KM. / Liter, ทดรอบเครื่องเพล่า.....

19. ท่านมีความรู้ความเข้าใจในการเลือกใบจักรเรือให้เหมาะสมกับเรือประมงของท่านหรือไม่

มีความรู้ / ความเข้าใจ จากการศึกษา/อบรม

มีความรู้ / ความเข้าใจ จากประสบการณ์

มีความรู้ / ความเข้าใจ จากคำแนะนำของช่าง / อุเรือ

ไม่มีความรู้ / ความเข้าใจ

อื่นๆ (โปรดระบุ).....

20. ท่านคิดว่าใบจักรเรือประมงมีผลต่อสมรรถนะของเรือหรือไม่

มีผล

ไม่มีผล

อื่นๆ.....

21. ท่านมีหลักเกณฑ์การเลือกซื้อใบจักรเรือให้เหมาะสมกับเรือประมงของท่านอย่างไร

ตามคำแนะนำของช่างซ่อม / อุเรือ

ตามความรู้ / ความเข้าใจ ของตนเอง

ลองผิด-ลองถูก จนกว่าจะพอใจ

อื่นๆ (โปรดระบุ).....

22. ท่านคิดว่าในปัจจุบัน ใบจักรเรือประมงเป็นสินค้าที่ผูกขาดกับโรงหล่อบางกลุ่มหรือไม่

ผูกขาด

ไม่ผูกขาด

อื่นๆ (โปรดระบุ).....

23. ท่านคิดว่า ตำแหน่งการวางใบจักร และ ระยะการกินน้ำลึกของใบจักรเรือ มีผลต่อสมรรถนะ และ ประสิทธิภาพ ของเรือประมงหรือไม่

มีผล

ไม่มีผล

อื่นๆ.....

24. ถ้ามีการพัฒนาใบจักรเรือประมง ให้กับ เรือประมงชายฝั่ง / เรือประมงน้ำตื้น / เรือทางยาว ให้มีประสิทธิภาพสูงขึ้น ท่านเห็นด้วยหรือไม่

เห็นด้วย

ไม่เห็นด้วย (โปรดระบุ).....

25. ถ้ามีการพัฒนาใบจักรเรือประมง ให้มีประสิทธิภาพสูงขึ้นมีความแข็งแรงเพิ่มขึ้น และส่งผลให้การสิ้นเปลืองน้ำมันลง ท่านเห็นด้วยหรือไม่ โปรดระบุ

เห็นด้วย (โปรดระบุ).....

ไม่เห็นด้วย (โปรดระบุ).....

เอกสารนี้เป็นเอกสารลิขสิทธิ์ในชื่อของสำนักงานส่งเสริมการค้าในต่างประเทศ ณ นครโฮจิมินห์ เมืองโฮจิมินห์ ให้แก่ผู้ประกอบการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

26. ท่านเห็นด้วยหรือไม่ที่จะมีการพัฒนา ออกแบบ ไบจอร์เรือประมง ให้เหมาะสมกับรูปทรงตัวเรือ เพื่อเพิ่มสมรรถนะ และ ประสิทธิภาพให้กับเรือประมง

- เห็นด้วย(โปรดระบุ).....
- ไม่เห็นด้วย (โปรดระบุ).....
- อื่นๆ (โปรดระบุ).....

27. ราคาไบจอร์ที่ท่านใช้อยู่ราคา.....บาท/ใบ หรือ ต่อพวง

(โดยประมาณตามแต่ละท้องถิ่น)

28. ไบจอร์เรือทั่วไปในท้องตลาดเมื่อท่านจัดซื้อ สามารถนำไปใช้ได้เลยหรือไม่

- สามารถนำไปใช้ได้เลย ไม่สามารถนำไปใช้ได้
- อื่นๆต้องปรับแต่งไบจอร์ก่อนจึงจะสามารถนำไปใช้ได้.....

29. ไบจอร์เรือทั่วไปในท้องตลาดเมื่อท่านจัดซื้อ ได้ดำเนินการเหลาไบจอร์ หรือตะไบแต่งไบจอร์หรือไม่

- ดำเนินการเหลาไบจอร์ หรือตะไบแต่งไบจอร์
- ไม่ได้ดำเนินการเหลาไบจอร์ หรือตะไบแต่งไบจอร์

30. คำแนะนำ / ข้อเสนอแนะ.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

- ขอขอบพระคุณทุกท่านที่กรุณาตอบแบบสอบถาม -

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



ขอขอบพระคุณพี่น้องกลุ่มประมงปากน้ำปราณบุรี จ.ประจวบคีรีขันธ์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



ขอขอบพระคุณพี่น้องกลุ่มประมงปากพนัง ตะวันตก จ.นครศรีธรรมราช

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



ขอขอบพระคุณท่าน ต.พุมเรียง กลุ่มประมงบ้านพุมเรียง จ.สุราษฎร์ธานี

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



ขอขอบพระคุณ กลุ่มประมงพื้นบ้านทะเลน้อย จ.พัทลุง



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



ภาคผนวก ง

ทฤษฎีการออกแบบ และอภิธานศัพท์เฉพาะ
(Theory of Design and Nomenclature)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ทฤษฎีการออกแบบ (Theory of Design)

1. คุณสมบัติเฉพาะของใบจักร (Characteristics of Propeller)

คุณสมบัติเฉพาะของใบจักรเรือสามารถแบ่งได้เป็น 2 กลุ่ม คือ Open Water Property และ Behind Hull Property

1.1. Open Water Characteristics

แรงและโมเมนต์ที่เกิดจากใบจักรสามารถเขียนในรูปคุณสมบัติของทอมไร์หน่วยได้ โดยทอมไร์หน่วยเหล่านี้จะแสดงถึงคุณสมบัติทั่วไป คือ

$$\text{ค่าสัมประสิทธิ์แรงผลัก} \quad K_T = \frac{T}{\rho n^2 D^4}$$

$$\text{ค่าสัมประสิทธิ์แรงบิด} \quad K_Q = \frac{Q}{\rho n^2 D^5}$$

$$\text{ค่าสัมประสิทธิ์ความเร็วก้าวหน้า} \quad J = \frac{VA}{nD}$$

$$\text{ค่า Cavitations Number} \quad \sigma = \frac{P_o - P_v}{\frac{1}{2} \rho V^4}$$

ในการกำหนด Parameters ของทอมไร์หน่วยนี้ การวิเคราะห์หาค่าทำได้โดยการประยุกต์ใบจักรทั่วไปได้ โดยแรงผลัก (T) และแรงบิด (Q) สามารถแสดงในฟังก์ชันต่อไปนี้

$$T \approx f_1(\rho, D, V, g, n, P, \mu)$$

$$Q \approx f_2(\rho, D, V, g, n, P, \mu)$$

เมื่อ

ตัวแปร	สัญลักษณ์	มิติ
แรงผลัก	T	ML/T ²
แรงบิด	Q	ML ² /T ²
เส้นผ่าศูนย์กลาง	D	L
ความเร็วของตัวเรือ	V	L/T
ความเร็วรอบ	n	1/T
ความหนาแน่นของน้ำ	ρ	M/L ³
ความหนืดของน้ำ	μ	M/LT
ความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วง	g	L/T ²
ความดันรวม	P	M/LT ²
พื้นที่ผิวใบจักร	A	L ²

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ค่า L , M , T คือปริมาณพื้นฐานทางด้านกลศาสตร์ ได้แก่ ความยาว, มวล, เวลา ตามลำดับ พิจารณาสมการแรงผลักดัน

$$T \approx f(\rho^a, D^b, V^c, g^d, n^e, P^f, \mu^g)$$

แล้วแทนมิติ จะได้ ดังนี้

$$\frac{ML}{T^2} = \left(\frac{M}{L^3}\right)^a, (L)^b, \left(\frac{L}{T}\right)^c, \left(\frac{L}{T^2}\right)^d, \left(\frac{1}{T}\right)^e, \left(\frac{M}{LT^2}\right)^f, \left(\frac{M}{LT}\right)^g \quad (1)$$

แก้สมการ

$$\begin{aligned} M : \quad & 1 = a + f + g \\ & a = 1 - f - g \\ L : \quad & 1 = -3a + b + c + d - f - g \\ & b = 1 + 3a - c - d + f + g \\ T : \quad & -2 = -c - 2d - e - 2f - g \\ & c = 2 - 2d - e - 2f - g \end{aligned} \quad (2)$$

แทนค่า a , b และ c ได้ดังต่อไปนี้

$$b = 2 + d + e - g \quad (3)$$

แทนค่า (2) และ (3) ใน (1) ได้

$$\frac{ML}{T^2} = \left(\frac{M}{L^3}\right)^{1-f-g}, (L)^{2+d+e-g}, \left(\frac{L}{T}\right)^{2-2d-e-2f-g}, \left(\frac{L}{T^2}\right)^d, \left(\frac{1}{T}\right)^e, \left(\frac{M}{LT^2}\right)^f, \left(\frac{M}{LT}\right)^g \quad (4)$$

จัดรูปใหม่ จะได้

$$\frac{ML}{T^2} = \left(\frac{M}{L^3}\right) L^2 \left(\frac{L}{T}\right)^2 \left[L \left(\frac{L}{T}\right)^{-2} \left(\frac{L}{T^2}\right) \right]^d \left[L \left(\frac{L}{T}\right)^{-1} \left(\frac{1}{T}\right) \right]^e \left[\left(\frac{M}{L^3}\right)^{-1} \left(\frac{L}{T}\right)^{-2} \left(\frac{M}{LT^2}\right) \right]^f \left[\left(\frac{M}{L^3}\right)^{-1} L^{-1} \left(\frac{L}{T}\right)^{-1} \left(\frac{M}{LT}\right) \right]^g$$

และแทนค่าในสมการ T

$$T = \rho D^2 V^2 f \left\{ \left(\frac{gD}{V^2}\right)^d \left(\frac{nD}{V}\right)^e \left(\frac{P}{\rho V^2}\right)^f \left(\frac{gD}{V^2}\right)^d \left(\frac{v}{VD}\right)^g \right\} \quad (5)$$

เมื่อ $V = \frac{\mu}{\rho}$ คือ Kinetic Viscosity จะได้ว่า

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$C_T = \frac{T}{\frac{1}{2}\rho D^2 V^2} = f \left\{ \left(\frac{gD}{V^2} \right) \left(\frac{nD}{V} \right) \left(\frac{P}{\rho V^2} \right) \left(\frac{gD}{V^2} \right) \left(\frac{v}{VD} \right) \right\} \quad (6)$$

เมื่อ C_T คือ ค่าสัมประสิทธิ์แรงผลักดันที่กำหนดไว้ และ สำหรับค่าแรงบิด ทำกรณีเดียวกันกับ C_T จะได้

$$C_Q = \frac{Q}{\frac{1}{2}\rho D^3 V^2} = f \left\{ \left(\frac{gD}{V^2} \right) \left(\frac{nD}{V} \right) \left(\frac{P}{\rho V^2} \right) \left(\frac{gD}{V^2} \right) \left(\frac{v}{VD} \right) \right\} \quad (7)$$

เมื่อ C_Q คือ ค่าสัมประสิทธิ์แรงบิดที่กำหนดไว้

จากสมการที่ (6) และ (7) มันแสดงชัดเจนสำหรับการวิเคราะห์มิติการไหลระหว่าง 2 ตัวแปร สำหรับใบจักรเดียวกัน (เช่น ทำในกรณีที่มี C_T และ C_Q ระหว่างใบจักรจำลองและใบจักรจริง) พารามิเตอร์ไร้หน่วยทั้งสี่ $\frac{gD}{V^2}$, $\frac{nD}{V}$, $\frac{P}{\rho V^2}$, $\frac{v}{VD}$ ใช้กับใบจักรทั้งสองอันที่มีค่าเท่ากัน อย่างไรก็ตามค่าดังกล่าว

อาจจะไม่สอดคล้องกับการทดลองในกรณีอื่นๆ

C_T และ C_Q จะกลายเป็นค่าอนันต์ เมื่อ ความเร็ว V เข้าใกล้ศูนย์ เพื่อหลีกเลี่ยงสถานการณ์ที่ไม่พึงปรารถนา สามารถแทนที่ V ด้วยเทอม nD ซึ่งต้องไม่ทำให้เกิดความแตกต่างของหน่วย ดังนั้นเราจะได้ค่าสัมประสิทธิ์แรงผลักดัน และ แรงบิดใหม่ ดังนี้

$$\begin{aligned} C_T \text{ กลายเป็น} & \quad K_T = \frac{T}{\rho n^2 D^4} \\ C_Q \text{ กลายเป็น} & \quad K_Q = \frac{Q}{\rho n^2 D^5} \end{aligned} \quad (8)$$

และจะได้ค่าสัมประสิทธิ์ไร้หน่วย 4 เทอม ได้แก่

$$\begin{aligned} F_n = \frac{V^2}{gD} & \quad \text{ค่า Fruode Number ของใบจักร} \\ R_n = \frac{VD}{v} & \quad \text{ค่า Reynolds Number ของใบจักร} \\ J = \frac{V}{nD} & \quad \text{ค่า สัมประสิทธิ์ความเร็วก้าวหน้า ของใบจักร} \\ \sigma = \frac{P}{\rho V^2} & \quad \text{ค่า Cavitation Number ของใบจักร} \end{aligned} \quad (9)$$

นอกจากค่า C_T และ C_Q ยังมีค่าคุณลักษณะ Open Water คือ ค่าประสิทธิภาพ (η_o) กำหนดไว้คือ

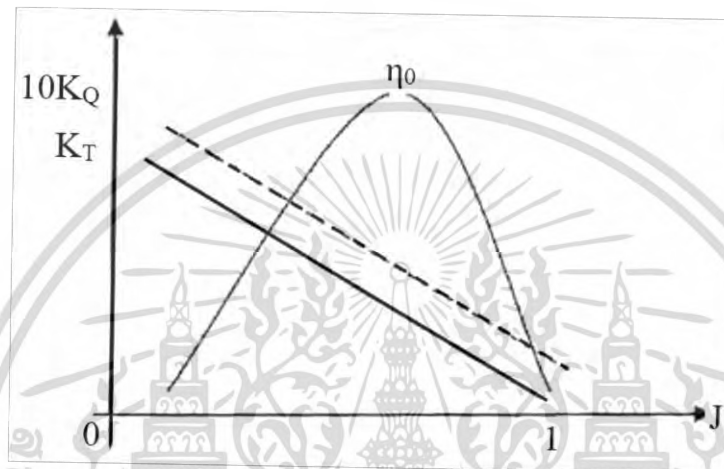
$$\eta_o = \frac{P_T}{P_D} \quad (10)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อ P_T คือ กำลังผลึก และ P_D คือ กำลังส่ง และ ถูกกำหนดไว้ดังนี้

$$\eta_o = \frac{P_T}{P_D} = \frac{TV}{2\pi Qn} = \frac{K_T \rho n^2 D^4 V}{2\pi K_Q \rho n^2 D^5 n} = \frac{K_T}{2\pi} \frac{V}{nD} \frac{1}{K_Q} = \frac{J}{2\pi} \frac{K_T}{K_Q} \quad (11)$$

พารามิเตอร์ไร้หน่วยเหล่านี้ใช้เพื่อแสดงผลบนกราฟ Open Water ขอบใบจักรซึ่งให้ลักษณะเฉพาะของการทำงานของใบจักร ดังรูปที่ (ง-1)



รูปที่ ง-1 แสดง Open Water Characteristics [3]

1.2 Propeller Hull Interaction-Wake

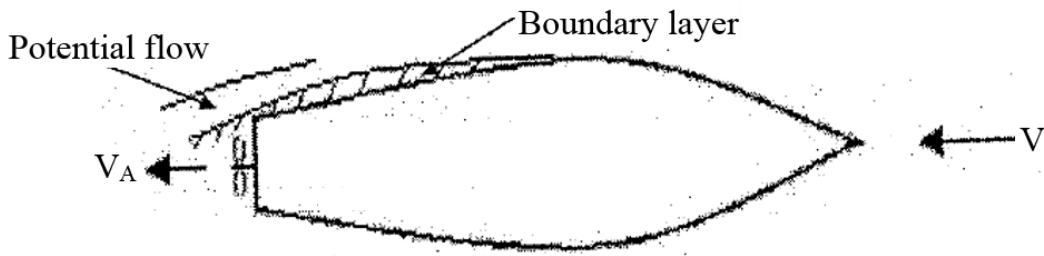
เมื่อใบจักรทำงานอยู่ด้านหลังตัวเรือ คุณลักษณะทางไฮโดรไดนามิกส์ (เช่น แรงผลึก แรงบิด และค่าประสิทธิภาพ) จะแตกต่างจากคุณลักษณะเฉพาะของใบจักร กรณีของ Open Water ความแตกต่างที่เกิดขึ้นนี้ เป็นข้อกำหนดในเงื่อนไขการไหลของของไหล โดยตามหลักทฤษฎีแล้วปรากฏการณ์ Interaction มีสาเหตุมาจาก

1. ผลที่เกิดจากเวค (Wake Gain)
2. ผลจากการลดแรงผลึก (Thrust Deduction)
3. ผลจากประสิทธิภาพการหมุนสัมพันธ์ (Relative-Rotative efficiency)

1.2.1 ผลที่เกิดจากเวค (Wake Gain)

ช่องไหลรอบใบจักรตัวเรือได้รับผลกระทบจากการตัวเรือ ทั้งจากการไหลแบบไม่มีความหนืด และการไหลที่คิดความหนืดบนชั้นขอบของการไหล

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ ง-2 แสดง อิทธิพลของตัวเรือต่อการไหล [5]

ผลดังกล่าวส่งผลต่อความเร็วเฉลี่ยของน้ำที่เข้าไปจักร (V_A) จะแตกต่างจากความเร็วของตัวเรือโดยปกติจะน้อยกว่าความเร็วของตัวเรือ (V) ดังนั้นความแตกต่างระหว่าง V และ V_A เรียกว่า ความเร็วเวค (Wake Velocity: $V-V_A$) โดยสัดส่วนของความเร็วเวคกับความเร็วตัวเรือจะเขียนอยู่ในเทอมของ Wake Fraction :

$$W_T = \frac{V - V_A}{V} \quad (12)$$

หรือ ตามนิยามของ Froude กำหนดให้ลำดับส่วนกระแสน้ำวน (Wake Fraction) เท่ากับ:

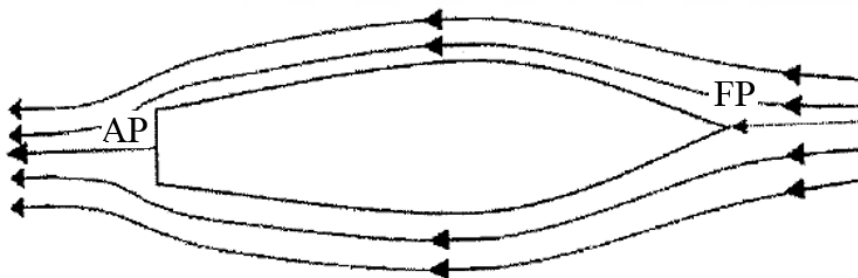
$$W_F = \frac{V - V_A}{V_A} \quad (13)$$

ผลของ Wake ประกอบด้วย 3 องค์ประกอบ คือ

$$\text{Total Wake} = \text{Potential Wake} + \text{Viscous(Frictional) Wake} + \text{Wake-Making Wake} \quad (14)$$

1.2.2 Potential or Displacement Wake Component

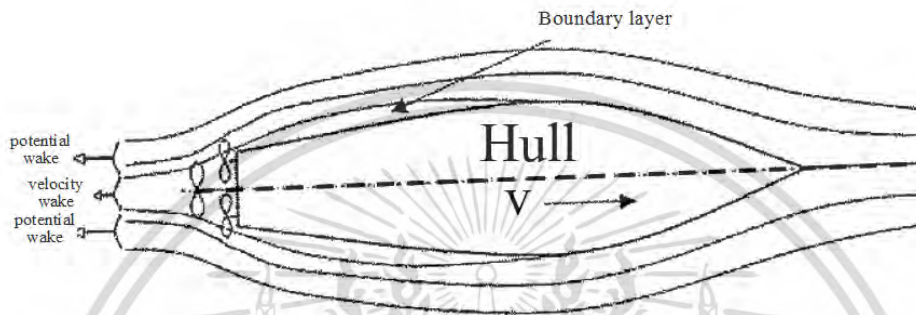
การไหลที่ไม่มีควมหนืดดังรูปที่ (ง-3) ที่ผ่านตัวเรือทำให้ความดันเพิ่มบริเวณท้ายเรือที่ใกล้กับลำการไหล (Streamlines) นั้น หมายถึงบริเวณนี้ ความเร็วสัมพัทธ์ของการไหลผ่านตัวเรือจะน้อยกว่าความเร็วของตัวเรือ และนี่จะปรากฏให้เห็น Forward of position wake ค่าความเร็วเวคเพิ่มขึ้น



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่รูปที่ ง-3 แสดง ผลการไหลจากการไหลที่ไม่มีควมหนืด [5] นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากรูปที่ (ง-4) แสดงอิทธิพลของความหนืดที่มีผลต่อตัวเรือ โดยจากรูปซึ่งแสดงภาพตัดขวางบนชั้นขอบเขตความหนืดต่อความเร็ว กล่าวคือ

- ความเร็วเฉลี่ยที่ขอบชั้น (V_{mean}) จะน้อยกว่าความเร็วเรือ (V)
- การเสียดทาน Wake $\sim 80 - 90$ % ของผลจากเวคทั้งหมด สำหรับเรือใบจักรเดี่ยว ใบจักรส่วนใหญ่ทำงานในช่วงที่มีความหนืด (มีการเสียดทาน) ทำให้ผลจากเวคมีความสำคัญ
- ใบจักรคู่ส่วนใหญ่ทำงานในช่วงการไหลไม่มีความหนืดของเวค ดังนั้นผลจากเวคจึงมีความสำคัญค่อนข้างน้อย



รูปที่ ง-4 แสดง ผลของการไหลจากการไหลที่มีความหนืด[5]

1.2.3 Wake-Making and Wake Component

เรือเป็นตัวกำเนิดคลื่นและอนุภาคน้ำบนยอดคลื่นจะมีความเร็วมุ่งหน้าตาม ลักษณะการเคลื่อนที่ของคลื่นโดยจะเคลื่อนที่เป็นวง ในขณะที่ท้องคลื่นจะมีความเร็วมุ่งหน้าไปท้ายเรือ โดยความเร็วนี้จะก่อให้เกิดการเพิ่มขององค์ประกอบ Wake ซึ่งจะเป็น บวก หรือ ลบ ขึ้นอยู่กับตำแหน่งของคลื่นบริเวณใกล้เคียงของใบจักร โดยยอดคลื่น (สำหรับเรือความเร็วช้าถึงปานกลาง) หรือท้องคลื่น (สำหรับเรือเร็ว) จะอยู่บนระนาบใบจักรเรือ โดย คำนิยามของ Wake:

Nominal Wake คือ Wake ในระนาบของใบจักรที่ไม่ผลจากใบจักรหรือไม่มีใบจักรอยู่

Effective Wake คือ เมื่อมีผลของใบจักรในระนาบ Nominal Wake

ในตารางที่ (1) นี้แสดงค่าของ w ซึ่งค่าต่างๆ มาจากทดลองโมเดล และยังไม่ได้คำนึงถึงผลของการสเกลและตัดผลปัจจัยอื่นที่มีผลเล็กน้อยออกไป และแสดงผลของรูปทรงเรือที่มีผลต่อเส้นการไหลของน้ำบริเวณระนาบใบจักร

ตารางที่ ง-1 ค่าลำดับส่วนกระแสน้ำวน (Wake Fraction) สำหรับเรือต่างๆ [1]

W (Wake Fraction)		
$0.5C_B - 0.05$	สำหรับใบจักรเดี่ยว	สมการ Taylor
$0.55 C_B - 0.20$	สำหรับใบจักรคู่	สมการ Taylor
0.3	$C_B = 0.70$	สำหรับเรือสินค้าความเร็วปานกลาง
0.4 ~ 0.5	$C_B = 0.80 \sim 0.85$	สำหรับเรือสินค้าขนาดใหญ่
0.25	$C_B = 0.60 \sim 0.65$	สำหรับเรือคอนเทนเนอร์
0.10 ~ 0.15	$C_B = 0.50$	สำหรับเรือโดยสารใบจักรคู่

W (Wake Fraction)		
0.05	ที่ความเร็วขณะแล่น	สำหรับเรือรบความเร็วสูง
- 0.05	ที่ความเร็วเต็มที่	สำหรับเรือรบความเร็วสูง

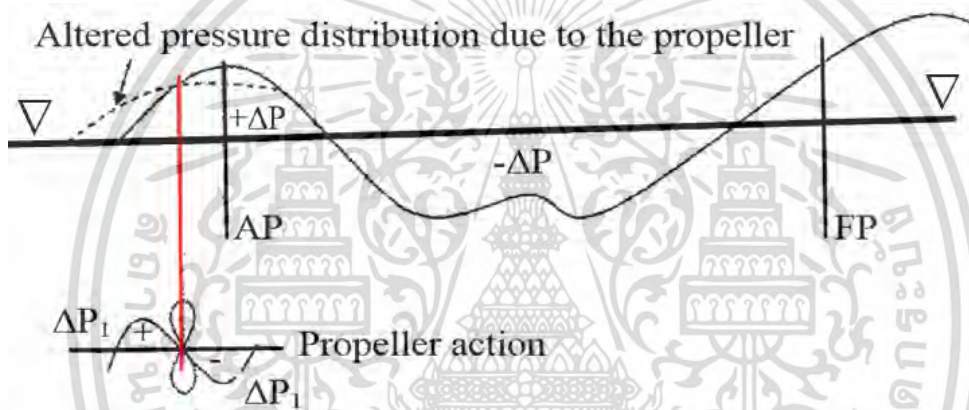
1.2.4 ผลจากการลดแรงผลัก (Thrust Deduction)

ใบจักรทำให้น้ำบริเวณด้านหน้าใบจักรเกิดอัตราเร่ง ดังนั้น

- การเพิ่มอัตราเร่งเฉือน ของชั้นขอบเขตของความหนืด (Layar of viscosity) จึงเป็นการเพิ่มแรงต้านการเสียดทานบนตัวเรือ

- การลดความดันท้ายเรือ จึงเป็นการเพิ่มแรงต้านความดัน

เนื่องจากเหตุผลจากข้างบน การทำงานของใบจักรจึงเกิดแรงต้านทานของตัวเรือส่งผลต่ออัตราส่วนของแรงผลัก กล่าวคือ ค่าแรงผลักถูกสร้างจากใบจักรที่จะต้องเอาชนะแรงต้านทานของเรือ (R) ดังรูปที่ (ง-5)



รูปที่ ง-5 แสดง การเปลี่ยนแปลงความดันบริเวณพื้นผิวใบจักร [2]

การเพิ่มของแรงต้าน ΔR :

$$\Delta R = (\Delta p - \Delta p_1) ds \quad (15)$$

เมื่อ ds = พื้นผิวย่อยของเรือ

t = ส่วนประกอบการลดแรงผลัก (Trust deduction factor)

$$t = \frac{\Delta R}{T} = \frac{T - R}{T} \quad (16)$$

หรือ

$$R = T(1 - t) \quad (17)$$

ค่า Trust deduction factor สามารถประมาณค่าโดยใช้สูตรกึ่งการทดลอง ในทางปฏิบัติจะวัดค่าในแบบจำลองใบจักรโดยใช้ Stock Propeller ที่ประมาณเส้นผ่านศูนย์กลางกับโพลดที่ต้องการเพื่อแก้ไขลักษณะของโพลดให้ตรงกับโพลดจริงของเรือที่วิ่งในน้ำเพื่อทำการเปรียบเทียบและใช้ค่าที่ได้มาใช้ในการคำนวณค่า Trust deduction factor ที่แท้จริง อย่างไรก็ตามการวัดค่า Trust deduction factor นี้เป็นการวัดค่าที่ค่อนข้างยากและต้องอาศัยเครื่องมือที่ละเอียดและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ออกแบบความเร็ว ค่า Trust deduction factor ขึ้นอยู่กับความเพรียวของช่องว่างใบจักรกับตัวเรือ และหางเสือ โดยจะมีค่าเพิ่มขึ้นตาม ตารางที่ (2) แสดงค่า t

ตารางที่ ง-2 แสดงค่า Trust Deduction Factor (t) [1]

t (ค่าการลดแรงผลัก)		
0.6W	สำหรับใบจักรเดี่ยว	สมการ Taylor
W	สำหรับใบจักรคู่	สมการ Taylor
0.25 W + 0.14	สำหรับใบจักรคู่ที่มี Bossings	-
0.7 W + 0.06	สำหรับใบจักรคู่ที่มี brackets	-
0.3C _B	สำหรับใบจักรเดี่ยวแบบใหม่	-

1.3 Relative of Efficiency

ค่าประสิทธิภาพของใบจักร และผลของ Wake หลังตัวเรือจะไม่เหมือนกับประสิทธิภาพใบจักรกรณี Open Water เพราะ

- ระดับความปั่นป่วนของการไหลต่ำมากใน Open Water แต่จะสูงมากใน Wake หลังตัวเรือ
- การไหลหลังตัวเรือจะไหลแบบไม่คงที่ ดังนั้นที่รัศมีใดๆ บนระนาบใบจักรจะต่างเงื่อนไขกับ กรณีของ Open Water

Open Water

ระดับความปั่นป่วนสูงมีผลต่อแรงยกและแรงต้านบนใบจักร ซึ่งส่งผลต่อประสิทธิภาพ ดังนั้นใบจักรจึงถูกตั้งใจออกแบบสำหรับการสั้นในแนวรัศมีในบริเวณ Wake (Wake adapted propeller)

Relative Rotative Efficiency (η_R) ถูกกำหนดโดยสัดส่วนของกำลังส่งต่อใบจักรที่ผลิตแรงผลักเดียวกันใน Open Water (P_{DO}) และที่เงื่อนไขด้านหลัง (P_D) ดังนั้น

$$\eta_R = \frac{P_{DO}}{P_D} \quad (18)$$

เมื่อ

P_{DO} = กำลังส่งของ Open Water

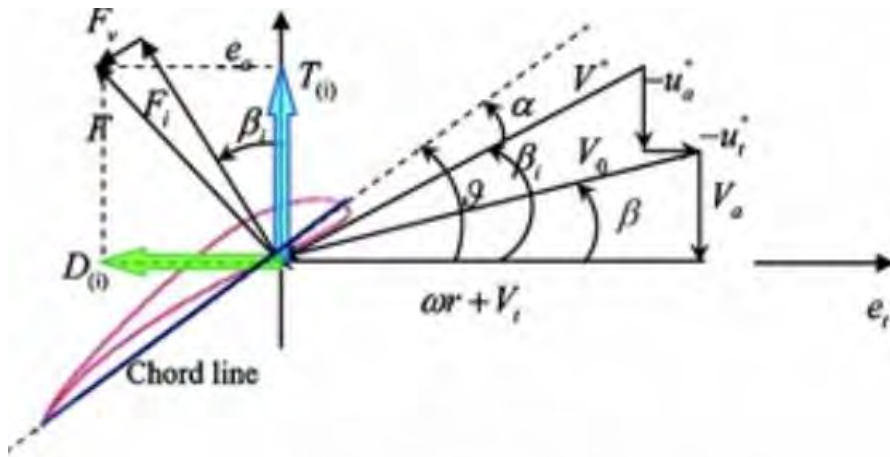
P_D = กำลังส่งที่หลังตัวเรือ

หรือ

$$\eta_R = \frac{P_{DO}}{P_D} = \frac{\eta_B}{\eta_O} = \frac{\text{Efficiency of behind Hull}}{\text{Efficiency in Open Water}} \quad (19)$$

โดยทั่วไป η_R จะมีค่าประมาณ 0.96 ถึง 1 ซึ่งขึ้นอยู่กับประเภทของใบจักร

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ ง-6 แสดง เวกเตอร์ของแรงและความเร็วที่เกี่ยวข้องกับใบจักร [6]

1.3.1 Propulsive Efficiency and Propulsion Factors

ในการทำนากำลัง W , t และ η_R โดยทั่วไปจะอ้างถึงตัวแปรการขับเคลื่อนหรือประสิทธิภาพการขับเคลื่อน ความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพแรงขับเคลื่อน η_D (หรือ Quasi Propulsive Coefficient, QPC) เป็นไปดังนี้

$$\eta_D = \frac{P_E}{P_D} \tag{20}$$

$$\eta_D = \frac{P_E}{P_T} \frac{P_T}{P_{DO}} \frac{P_{DO}}{P_D} = \frac{RV}{TV_A} = \eta_o \eta_R \tag{21}$$

$$\eta_D = \frac{T(1-t)V}{TV(1-w)} = \eta_o \eta_R \tag{22}$$

$$\eta_D = \frac{1-t}{1-w} = \eta_o \eta_R \tag{23}$$

และ $\frac{1-t}{1-w} = \eta_H$ คือ ประสิทธิภาพตัวเรือจากการกำหนด ค่าของประสิทธิภาพตัวเรือจะประมาณ

1.0 \approx 1.25 สำหรับใบจักรเดี่ยว

0.98 \approx 1.05 สำหรับใบจักรคู่

$$\eta_D = \eta_H \eta_o \eta_R \tag{24}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1.3.2 ประสิทธิภาพในระบบกำลัง

$$\eta_D = \frac{P_E}{P_D}$$

$$\eta_H = \frac{P_E}{P_T}$$

$$\eta_B = \frac{P_T}{P_D}$$

$$\eta_R = \frac{P_{DO}}{P_D}$$

$$\eta_O = \frac{P_T}{P_{DO}}$$

$$\eta_S = \frac{P_D}{P_B}$$

$$\left. \begin{array}{l} \eta_B = \eta_O \eta_R \leftrightarrow \eta_D = \eta_H \eta_O \eta_R \end{array} \right\}$$

T	=	แรงผลัก	P _E	=	กำลังประสิทธิภาพ
R	=	แรงต้านทาน	η _O	=	ประสิทธิภาพ Open Water
V	=	ความเร็วเรือ	η _R	=	ประสิทธิภาพความสัมพันธ์การหมุน
P _T	=	กำลังผลัก	η _B	=	ประสิทธิภาพหลังตัวเรือ
P _D	=	กำลังส่งหลังตัวเรือ	η _S	=	ประสิทธิภาพเพลลาใบจักร
P _{DO}	=	กำลังส่งใน Open Water	η _H	=	ประสิทธิภาพตัวเรือ
P _B	=	กำลังหยุด	η _D	=	ประสิทธิภาพแรงขับ

2. Standard Series Propeller Data

การทดลอง Open Water กับชุดโมเดลของใบจักรจะทดสอบตามแบบพื้นฐานการออกแบบใบจักรรูปแบบของใบจักรถูกสร้างจากการกำหนดตัวแปรพารามิเตอร์ ที่ส่งผลต่อสมรรถนะของใบจักรโดยตรง และสามารถปรับเปลี่ยนตัวแปรได้ ตัวแปรที่เกี่ยวข้องจัดได้ 3 ชุด ได้แก่

1. เส้นผ่านศูนย์กลาง D และ ค่า พิช P โดยปกติจะกำหนดให้ D มีค่าคงที่เสมอและ P/O จะเปลี่ยนแปลงได้
2. Blade Area Ratio, BAR และ จำนวนใบ Z โดยปกติค่า BAR และ Z จะเปลี่ยนแปลง
3. Blade Shape และ Blade Thickness โดยจะกำหนดให้มีค่าคงที่

มีใบจักรหลายชุดที่ถูกพัฒนามาในรอบหลายๆ ปี มีทั้ง Wageningen B Series (หรือ Troost Series), AU Series, Gawn Series, Gawn-Burril (KCA) Series, Ma series, Schaffran Series โดยเราเลือกใช้ชุดที่ยอมรับได้มากที่สุดสองชุด คือ Wageningen B และ Gawn Series

2.1 Wageningen B-Propeller Series

ในหมู่ชุดใบจักรชุดที่ได้รับความนิยมแพร่หลายที่นำมาใช้ ได้แก่ใบจักรแบบใบปรับมุมไม่ได้ ตัวอย่างเช่น เรือสินค้า (จัดอยู่ในกลุ่มเรือเร็วประมาณปานกลาง) ชุดใบจักรจำลองจะใช้ Wageningen B

เอกสารนี้เป็นเอกสารผลงานชิ้นหนึ่งหรือเป็นการใช้งานเพื่อการศึกษาค้นคว้าเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปเผยแพร่โดยไม่ขออนุญาตจากเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Series หรือ Troost B Series โดยแบบของ B-Series มีรูปแบบที่ง่าย ซึ่งจะมีหน้าตัดใบที่ทันสมัย และมีคุณลักษณะการทำงานที่ดี โดยทำการทดสอบประมาณ 210 ชุด ทดสอบที่ Wageningen (ปัจจุบันรู้จักกันในชื่อ MARIN) เป็นถังทดลองในประเทศเนเธอร์แลนด์ โดยการทดลองจะกำหนดให้เส้นผ่านศูนย์กลางใบจักรคงที่ แล้วทำการเปลี่ยนค่าต่างๆ ดังต่อไปนี้

$$\begin{aligned} P/D &= 0.5 - 1.4 \\ Z &= 0.2 - 7 \\ A_E/A_O &= 0.3 - 1.05 \end{aligned}$$

คุณลักษณะเฉพาะพื้นฐานของ B-Series คือ

- เส้นผ่านศูนย์กลาง 250 มม. และ $\tau_h R$ คือ 0.167 (คือ τ_h รัศมีดุม)
- การกระจายของมุมพิช คงที่ จากบริเวณกลางใบถึงปลายใบ
- มีลักษณะโค้งเล็กน้อย (small skew)
- มุมเอียงใบจักรไปข้างหน้า 15 องศา (Rake angle) ที่เป็นสมการเชิงเส้น
- รูปร่างใบกว้างบริเวณปลายใบ
- รูปหน้าตัดใบบริเวณปลายแบบ Segment และหน้าตัดบริเวณโคน
- การทดสอบจะ Neglect Cavitation

โดยชุดใบจักร B-Series จะกำหนดชื่อตัวแปร B-Z.y เมื่อ B แสดงถึงชนิดของชุดใบจักร (B) ค่า (Z) แสดงถึง จำนวนใบ (เช่น 2ใบ, 3ใบ, 4ใบ,...)ค่า y แสดงถึงค่าอัตราส่วนพื้นที่ $BAR = \frac{A_E}{A_O}$ (0.3 ถึง 1.05) เช่น

B-2-25

2.2 Gawn Series

ใบจักรชุดนี้ประกอบด้วย 37 ชุด ชนิดใบจักร 3 ใบ ครอบคลุมค่าสัดส่วนพิช และ BAR ดังนี้

$$\begin{aligned} \frac{P}{D} & 0.4 - 2.0 \\ BAR & 0.2 - 1.1 \end{aligned}$$

ใบจักรชุดนี้ทำการทดลองที่ Admiralty Experimental Works (AEW) ในประเทศอังกฤษ ชุดนี้ประกอบด้วย

- เส้นผ่านศูนย์กลาง 508 mm. (20 inch.)
- หน้าตัดแบบ Segmental
- สัดส่วนความหนาใบคงที่ $\frac{S_i}{D} = 0.06$
- เส้นผ่านศูนย์กลางดุมใบจักร (Hub) 0.2D
- ไม่คิดค่า Cavitation

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.3 Representation of Series

การแสดงผลการทดลองของ Open Water ทำได้โดยการกำหนดการใช้กราฟเป็นส่วนสำคัญ โดยจะใช้ แบบ K_T - K_Q - J , กราฟ B_p - B_U - δ , กราฟ μ - σ - ϕ เมื่อ

$$K_T = \frac{T}{\rho n^2 D^4} \quad , \quad K_Q = \frac{Q}{\rho n^2 D^5}$$

นอกจากเทอมไร้นิยามข้างบนแล้ว Taylor ยังใช้ค่าคงที่อื่นๆ อีก ดังนี้
- ค่าสัมประสิทธิ์กำลัง (Power Coefficient)

$$B_p = \frac{NP_D^{\frac{1}{2}}}{V_a^{2.5}} \quad \text{เมื่อ } N \text{ (rpm), } P_D \text{ (HP), } V_a \text{ (knots)}$$

หรือ

$$B_p = 1.158 \frac{NP_D^{\frac{1}{2}}}{V_a^{2.5}}$$

หรือ

$$B_p = 33.46 \sqrt{\frac{K_Q}{J^5}} \quad \text{(SI Unit)}$$

- ค่าสัมประสิทธิ์แรงผลัก (Thrust Coefficient)

$$B_U = \frac{NU^{\frac{1}{2}}}{V_a^{2.5}} \quad \text{เมื่อ } N \text{ (rpm), } U = P_T \text{ (HP), } V_a \text{ (knots)}$$

หรือ

$$B_U = 1.158 \frac{NU^{\frac{1}{2}}}{V_a^{2.5}}$$

หรือ

$$B_p = 13.35 \sqrt{\frac{K_T}{J^4}} \quad \text{(SI Unit)}$$

a) ค่า Advanced Constant

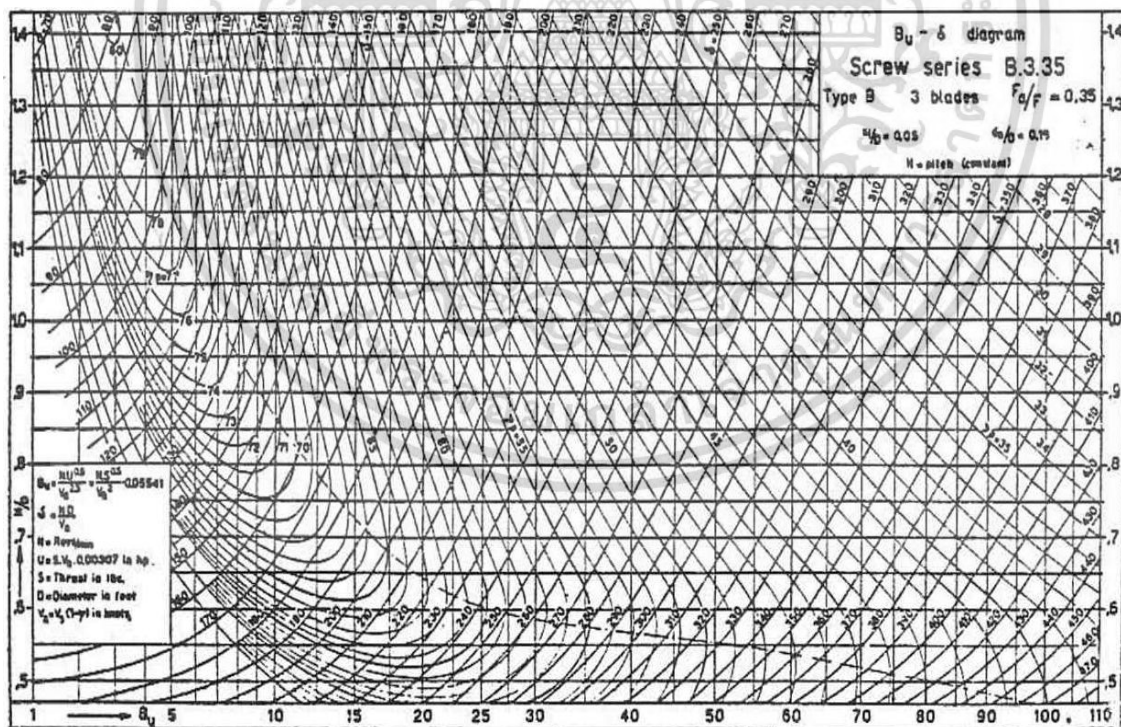
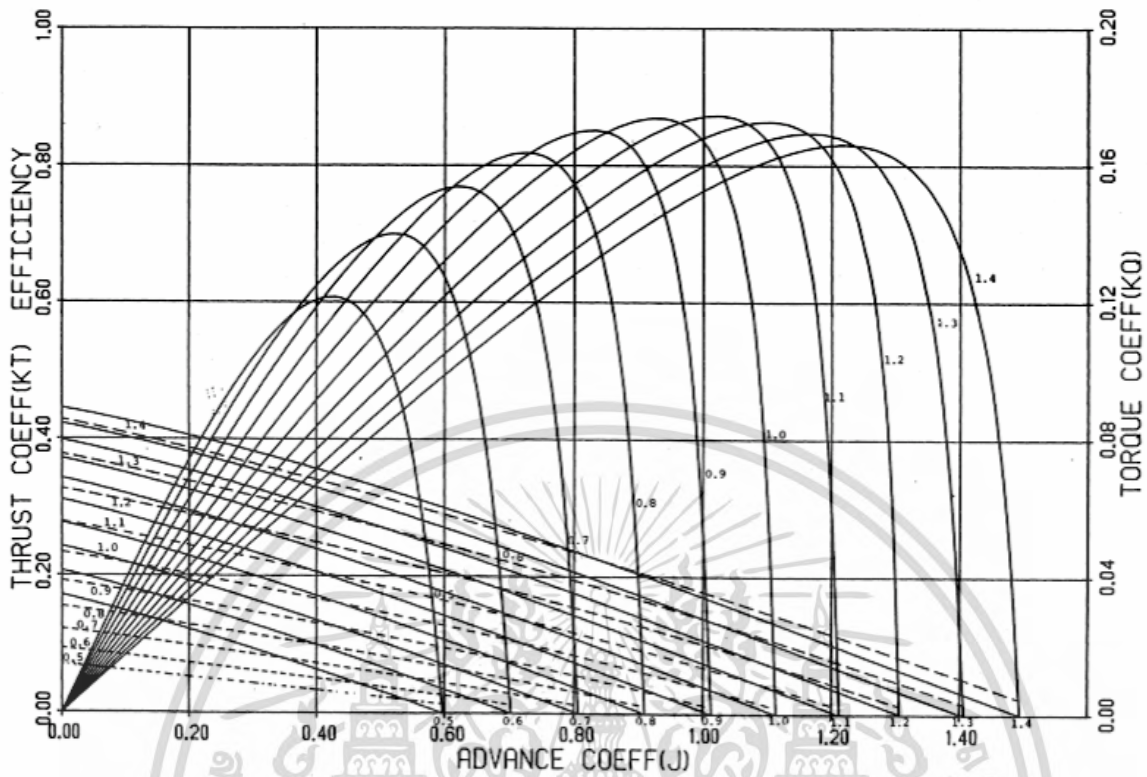
$$\delta = \frac{ND}{V_a} \quad \text{เมื่อ } N \text{ (rpm), } D \text{ (feet), } V_a \text{ (knots)}$$

หรือ

$$\delta = \frac{101.23}{J}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

WAGENINGEN B-SERIES PROPELLERS



รูปที่ ง-7 แสดง กราฟ K_T - K_Q - J [1]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

b) ค่าประสิทธิภาพใบจักร

$$\eta_o = \frac{P_T}{P_D}$$

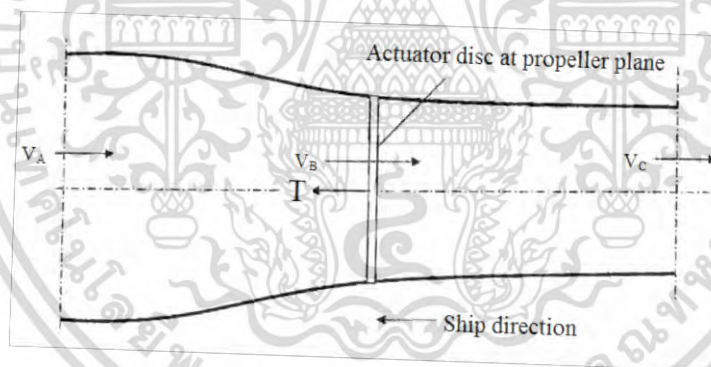
กราฟ $B_p - \delta$ และ $B_U - \delta$ ที่ได้จาก กราฟ $K_T - K_Q - J$ ดังรูปที่ (ง-7)

3. ทฤษฎีใบจักรเรือ (Propeller Theory)

3.1 ทฤษฎีโมเมนตัม (Momentum Theory)

วัตถุประสงค์เดิมใช้ในการวิเคราะห์และประเมินใบจักรเรือ (Rankine 1865 & Froude 1885) ทฤษฎีโมเมนตัมเป็นที่รู้จักกันดีในชื่อทฤษฎี Disk Actuator Theory ดังรูปที่ (ง-8) โดยมีสมมุติฐานว่า

- การไหลเป็นการไหลแบบคงที่กับเวลาไม่คิดความหนืด ดังนั้นใบจักรจะไม่เกิดการสูญเสียพลังงานเนื่องจาก Frictional Drag
- ใบจักรหมุนทำงานเท่ากับแผ่นเสมือนจริง (Actuator Disk) โดยสมมุติว่ามีจำนวนใบเท่ากับอนันต์และแต่ละใบมีส่วนของใบเท่ากับอนันต์ เช่นเดียวกัน
- ใบจักรสามารถสร้างแรงผลักโดยไม่เกิดการไหลจากการหมุน



รูปที่ ง-8 แสดง Disk Actuator Theory [6]

จากสมการแรงผลัก เราทราบว่าค่าของแรงผลักที่ขึ้นอยู่กับอัตราการไหลผ่านใบจักร และการเปลี่ยนแปลงความเร็วของระบบขับเคลื่อน จากรูปที่ (ง-8) น้ำจะไหลจากด้านซ้ายไปทางขวา ซึ่งกำหนดตัวห้อยเป็น A และ C ตามลำดับ และตำแหน่งของแผ่นเสมือนอยู่ที่ตำแหน่ง B แรงผลัก (T) เท่ากับ อัตราการไหลเชิงมวล (\dot{m}) คูณด้วยความแตกต่างของความเร็ว (V)

$$T = \dot{m}(V_C - V_A) \quad (25)$$

จากสมการจะไม่มีเทอมของความดันเนื่องจากกำหนดให้ความดันที่ตำแหน่ง C มีค่าเท่ากับความดันที่ตำแหน่ง A ดังนั้นกำลัง P_D ที่สร้างได้โดยใบจักรจะได้ศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$P_D = \frac{1}{2} m (V_C^2 - V_A^2) \quad (26)$$

อย่างไรก็ตามกำลังที่สร้างได้ P_D มีค่าเท่ากับงานที่ได้จากแรงผลักดัน

$$P_D = TV_B \quad (27)$$

จากสมการ (26) และ (27) ความเร็วในตำแหน่งของใบจักร จะได้

$$V_B = \frac{1}{2} (V_C + V_A) \quad (28)$$

ถ้า V_B และ V_C เขียนในเทอมของความเร็ว V_A จะได้

หรือ

$$V_B = V_A + u_a$$

$$V_B = V_A + u_{a1} \quad (29)$$

เมื่อ u_a และ u_{a1} รู้ค่า โดยมีค่าเท่ากับการเพิ่มของความเร็วระหว่างตำแหน่งใบจักร B และ C ผลลัพธ์เนื่องจากการไหลจะต้องเป็นไปตามเงื่อนไขระหว่าง เส้นใยทางออกไหลออกไปกับเส้นใยด้านหลังใบจักรที่ต้องสอดคล้องกับสมการความต่อเนื่อง

$$Q_A = Q_B = Q_C$$

$$\rho V_A A_A = \rho V_B A_B = \rho V_C A_C \quad (30)$$

$$V_A A_A = (V_A + u_a) A_B = (V_A + u_{a1}) A_C$$

เมื่อ

$$A_A = \frac{\pi D_A^2}{4}, \quad A_B = \frac{\pi D^2}{4}, \quad A_C = \frac{\pi D_C^2}{4}$$

จะได้ว่า

$$D_A^2 = \frac{V_A + u_a}{V_A} D^2$$

$$D_A^2 = \frac{V_A + u_a}{V_A + u_{a1}} D^2 \quad (31)$$

จากกฎการอนุรักษ์โมเมนตัม “ถ้าไม่มีแรงภายนอกกระทำต่อระบบแล้วโมเมนตัมของระบบจะมีค่าคงตัว” กล่าวคือ พิจารณาปริมาตรควบคุมจากหน้าตัด A_A กับ A_C มวลต่อหน่วยเวลาไหลผ่านหน้าตัด A_A มีค่าเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เท่ากับ $\rho V_A A_A$ และโมเมนต์การไหลเข้าเท่ากับ $\rho V_A^2 A_A$ ในทำนองเดียวกันโมเมนต์ทางไหลออก A_C สามารถ เขียนสมการอนุรักษ์โมเมนต์ได้ดังนี้

$$\rho V_A^2 A_A - \rho (V_A + u_{a1})^2 A_C + T = 0 \quad (32)$$

จากสมการที่ (31) แทนค่าใน สมการ (32) เขียนใหม่ได้

$$T = \frac{\pi}{4} D^2 \rho (V_A + u_{a1}) u_{a1} \quad (33)$$

และ แรงผลึกสามารถเขียนในรูปนี้ได้

$$T = \Delta p A_A$$

จากสมการ Bernoulli's สามารถเชื่อมโยงความสัมพันธ์ระหว่างความดัน และ ความเร็วเหนือน้ำ และ ทำย่น้ำ ของใบจักรได้ แต่ไม่สามารถใช้ได้กับแผ่นเสมือนได้ ดังนั้นสมการสำหรับด้านเหนือน้ำ และ ทำย่น้ำ จะได้

$$\begin{aligned} \frac{1}{2} \rho V_A^2 + P_A &= \frac{1}{2} \rho (V_A + u_a)^2 + P_B \\ \frac{1}{2} \rho (V_A + u_{a1})^2 + P_C &= \frac{1}{2} \rho (V_A + u_a)^2 + P_B + \Delta p \end{aligned} \quad (34)$$

เมื่อ: $P_A = P_C$

แทนสมการข้างบนจะได้

$$S_a = \left(\frac{\alpha - \alpha_i}{\alpha_g} \right) \text{ or } S_A = \left(\frac{C_L - C_{Li}}{C_{Lg}} \right) \quad (35)$$

สมการแรงผลึกของใบจักรเขียนได้อีกรูปแบบ คือ

$$T = \frac{\pi}{4} D^2 \rho \left(V_A + \frac{u_{a1}}{2} \right) u_{a1} \quad (36)$$

รวมสมการ (33) และ (36) ได้

$$u_{a1} = 2u_a \quad (37)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แสดงให้เห็นถึงอัตราเร่ง ณ ตำแหน่งหน้าใบจักร และ จะลดลงเหลือครึ่งหนึ่ง ณ ตำแหน่งด้านหลังใบจักร ซึ่งแสดงได้ว่า ความเร็วในแนวแกนที่ตำแหน่งใบจักร (u_a) มีค่าครึ่งหนึ่งของความเร็วที่ตำแหน่ง C ความสัมพันธ์ระหว่างค่าแรงผลักของใบจักรกับความเร็วแนวแกนคือ

$$T = \frac{\pi}{4} D^2 \rho (V_A + u_a) 2u_a \quad (38)$$

แรงผลักของใบจักรสามารถเขียนในเทอมไร่นวณได้ด้วยตัวแปรพื้นที่ของใบจักรและความเร็ว V_A โดย

$$C_T = \frac{T}{\frac{\pi}{4} D^2 \frac{1}{2} \rho V_A^2} \quad (39)$$

ค่า C_T คือ ค่าสัมประสิทธิ์แรงผลักของใบจักร ดังนั้น สมการ (39) เขียนใหม่ได้ว่า

$$C_T = 4 \frac{u_a}{V_A} \left(1 + \frac{u_a}{V_A} \right) \quad (40)$$

หรือ

$$\frac{u_a}{V_A} = -\frac{1}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{1 + C_T}$$

Induced Velocity ที่ไหลไปท้ายเรือแสดงถึงพลังงานที่เสียไปกับการไหลด้านหลังใบจักร กฎข้อนี้ถูกกำหนดโดยทฤษฎีของไหล เมื่อแรงถูกผลักออกจะเกิดการสูญเสียพลังงาน ทำให้ค่าประสิทธิภาพน้อยกว่า 1 ประสิทธิภาพใบจักรถูกกำหนดโดยความเร็ว V_A และแรง T กำลังงานนี้คือ TV_A ในการไหลแบบไหล ความเร็วจะกำหนดเท่ากับ $2u_a$ เมื่อมวลของการไหลออกคือ มวลที่ไหลผ่านใบจักรที่มีค่าเท่ากับ การไหลผ่านค่าพลังงาน แสดงได้ดังนี้

$$E_{\text{lost}} = \rho (V_A + u_a) \left(\frac{\pi}{4} D^2 \right) (2u_a)^2 \quad (41)$$

ประสิทธิภาพของใบจักรเขียนได้ดังนี้

$$\eta_o = \frac{TV_A}{TV_A + E_{\text{lost}}} \quad (42)$$

แทนสมการ (41) ลงใน (42) จะได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\eta_o = \frac{1}{1 + \left(\frac{u_a}{V_A}\right)}$$

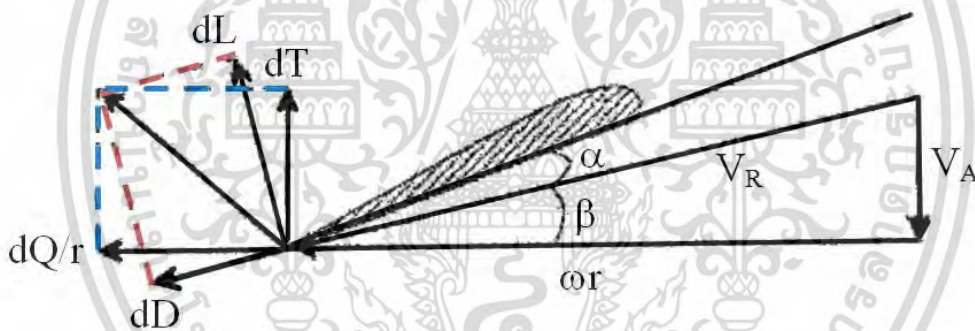
หรือ

$$\eta_o = \eta_i = \frac{2}{1 + \sqrt{1 + C_T}} \quad (43)$$

แสดงให้เห็นถึงประสิทธิภาพสูงสุดที่เป็นไปตามทฤษฎีการไหลที่ไม่คิดความหนืดของใบจักรโดยไม่เกิดการไหลหมุนวนใดๆ บริเวณด้านท้ายใบจักร ดังนั้นจึงเรียกว่า “Ideal Efficiency”

3.2 ทฤษฎีหน้าตัดปีกใบจักร (Blade Element Theory)

ข้อจำกัดเบื้องต้นของทฤษฎีโมเมนต์คือ ไม่มีข้อมูลที่เกี่ยวข้องกับรูปร่างของใบจักรแบบต่างๆ ว่าควรออกแบบอย่างไรจึงจะได้แรงผลักที่ดี และแรงในทิศแรงต้านก็ไม่ได้นำมาคิด ทฤษฎี Blade Element Theory เป็นทฤษฎีที่สมมติให้แต่ละหน้าตัดของใบจักรหรือ ใบพัดมีรูปร่างเป็น Airfoil โดยการพิจารณาแต่ละหน้าตัดจะไม่ส่งผลซึ่งกันและกัน แรงผลักและแรงบิดของใบพัดได้จากการอินทิเกรตของแต่ละหน้าตัดรวมตลอดความยาวดังรูปที่ (ง-9)



รูปที่ ง-9 แสดง Vector ของแรง [6]

เมื่อ

dT	= แรงผลัก	V_R	= ความเร็วลัพท์
dQ	= แรงบิด	V_A	= ความเร็วมุ่งหน้า หรือความเร็วเฉลี่ยของน้ำที่เข้าใบจักรเรือ
dD	= แรงต้าน	α	= มุมปะทะ
dL	= แรงยก	ω_r	= ความเร็วเชิงมุม
β	= มุมพิช (Pitch angle)		

โดยค่า V_R กำหนดเท่ากับ

$$V_R = \sqrt{V_A^2 + (r\omega)^2}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แรงผลักดันของใบจักรคำนวณได้โดยการอินทิเกรต dT ตลอดแนวรัศมี (r) จาก (V_r) จนถึง (R) และจะได้ผลรวมของแรงผลักโดยคูณด้วยจำนวนใบ

$$T = Z \int_{r_h}^R dT dr = Z \int_{r_h}^R (dL \cos \beta - dD \sin \beta) dr \quad (44)$$

ในทำนองเดียวกันแรงบิดรวมเขียนได้ดังนี้

$$Q = Z \int_{r_h}^R dQ dr = Z \int_{r_h}^R dF r dr = Z \int_{r_h}^R (dL \sin \beta + dD \cos \beta) r dr \quad (45)$$

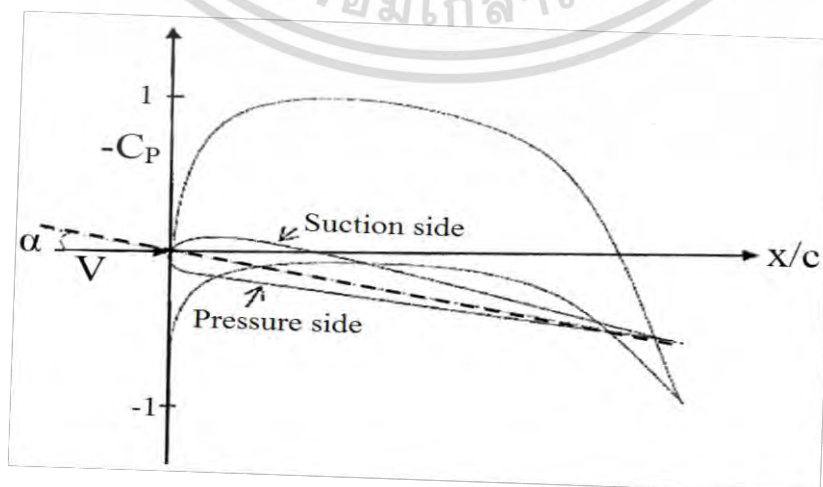
ประสิทธิภาพใบจักรเท่ากับ

$$\eta = \frac{TV_A}{Q\omega} \quad (46)$$

3.2.1 Profile Characteristics

รูปแบบคุณลักษณะของรูปร่างเพื่อสร้างแรงยก (L) โดยรูปร่าง (Lifting Surface) นี้มีของไหลผ่านทำให้เกิดแรงต้าน (D) และ Pitching Moment (M) ซึ่งแรงยกเนื่องมาจากการไหลถูกบังคับให้ไหลออกไปด้านท้าย โดยผลจากความหนืดเป็นตัวช่วยลดความเร็วที่จะเกิดขึ้นบริเวณด้านท้าย ที่เรียกว่า Kutta Condition ซึ่งเป็นเงื่อนไขสำหรับการไหลในแนวเส้นสัมผัสการไหลที่บริเวณด้านท้าย หรือความดันด้านท้ายทั้งสองหน้าเท่ากันพิจารณารูปร่างที่เคลื่อนผ่านของไหลที่มีมุมปะทะแสดงดังรูปที่ (ง-10) นี้คือความเร็วของการไหลที่มีมุมปะทะ (α) ผลลัพธ์ของการไหลคือการกระจายความดันกระจายตัวบนพื้นผิว เมื่อความดัน (P_0) คือความดันที่ไม่ถูกรบกวน ความดันบนพื้นผิวจะเกิดการเปลี่ยนแปลง เมื่อความดันเขียนอยู่ในเทอมไร้หน่วย

$$C_p = \frac{p - p_0}{\frac{1}{2} \rho V^2} \quad (47)$$



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ของภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย [6] ให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากสมการ Bernoulli ความดันกระจายบนพื้นผิวจะสัมพันธ์กับความเร็ว (V) โดย

$$P + \frac{1}{2}\rho V^2 = P_0 + \frac{1}{2}\rho V_0^2 \quad (48)$$

ซึ่งตัดผลเนื่องจากความแตกต่างของความลึก (h) เนื่องจากรูปร่างถูกวางอยู่ในแนวนอนและมีมุมปะทะน้อย สมการข้างต้นสามารถเขียนใหม่ได้ว่า

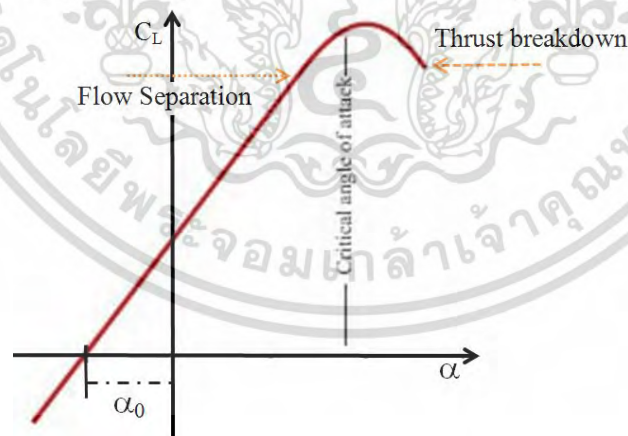
$$C_p = 1 - \left(\frac{v}{V}\right)^2 \quad (49)$$

สมการข้างบนแสดงถึงตำแหน่ง Stagnation Point 2 จุดที่มีค่าความเร็วย่อย (Local Velocity) มีค่าเป็นศูนย์โดยตำแหน่งดังกล่าว คือ จุดบริเวณด้านหน้าและด้านหลัง รูปที่ (3.13) แสดงรูปแบบการกระจายของความดัน

ความดันแตกต่างระหว่างด้านดูดและด้านความดัน สร้างให้เกิดแรงบนพื้นผิว การอินทิเกรตแรงกระจายบนผิวจะได้ค่าแรงยก (L) ค่าสัมประสิทธิ์แรงยกสามารถเขียนได้ดังนี้

$$C_L = \frac{L}{\frac{1}{2}\rho S V^2} \quad (50)$$

เมื่อ (S) คือ พื้นที่ (ความยาวคอร์ดคูณความกว้างใบ) สำหรับค่าสัมประสิทธิ์แรงยกต่อหน่วยพื้นที่ จะใช้ความยาวคอร์ด (C) แทนที่ค่า (S) โดยแรงยก (C_L) ต่อมุมปะทะจะแสดงดังรูปที่ (ง-11)



รูปที่ ง-11 แสดง แรงยกเทียบกับมุมปะทะ [6]

จากรูปที่ (ง-11) สามารถเห็นสัมประสิทธิ์แรงยก (C_L) ตัดกับแกน x ที่มุมปะทะแรงยกเป็นศูนย์เมื่อไม่มีแรงยกบนพื้นผิว มุมปะทะนี้สามารถหาได้จากรูปร่างของเส้นโค้งแนวร่องน้ำ หรือเรียกอีกอย่างหนึ่งว่าเส้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โค้งหลังเต่า (Camber line) และคำนวณได้ $\alpha_0 = \frac{2f_{\max}}{c}$ และความชันของแรงยกมี $\left(\frac{\partial C_L}{\partial \alpha}\right)$ มีค่าเท่ากับ 2π สำหรับพื้นผิวบาง ดังนั้นสัมประสิทธิ์แรงยกสำหรับแผ่นบางสามารถเขียนเป็น

$$C_L = 2\pi(\alpha + \alpha_0) \quad (51)$$

ในกรณีที่มีมุมปะทะสูงขึ้นกราฟแรงยกสามารถคำนวณได้จากทฤษฎีเชิงเส้น (Linear Theory) และแรงยกจะตกลงเมื่อเกิดการไหลแยก (Separation Flow)

ในกรณีมุมปะทะอุดมคติ α_i คือ มุมปะทะที่ทำให้ความดันบริเวณขอบนำ (Leading Edge) สมมาตรในกรณีนี้ทิศทางการไหลที่ขอบนำเป็นไปตามทิศทางของเส้นแคมเบอร์ ซึ่งสำคัญมากเพราะมุมปะทะนี้ ค่าความดันที่ใกล้กับขอบนำจะมีค่าสูงสุด หน้าตัดของใบจักรโดยทั่วไปนิยมออกแบบให้ทำงานที่มุมปะทะอุดมคตินี้ แรงต้านเนื่องจากแรงเสียดทานตามพื้นผิวของโปรไฟล์และ เขียนในเทอมไร้นหน่วยได้ดังนี้

$$C_D = \frac{D}{\frac{1}{2}\rho S V^2} \quad (52)$$

3.2.2 Profile Series

National Advisory Committee for Aeronautics (NACA) ได้พัฒนาและทดสอบรูปแบบฟอยล์หลายๆ รูปแบบ ซึ่งข้อมูล foil ตระกูล NACA ได้มีการแบ่ง Foil ออกเป็น 2 แบบ คือ foil มีความหนาสมมาตร และ แบบเส้น Mean Line การกระจายความหนาและความเร็วจะกำหนดที่มุมแรงยกเป็นศูนย์สำหรับ foil ความหนาสมมาตร และ ที่มุมปะทะอุดมคติสำหรับ foil แบบ Mean line นักออกแบบสามารถเลือกรูปแบบของฟอยล์ตามที่ต้องการ สามารถเลือกมาจากการรวมกันระหว่าง Mean line และความหนาสมมาตรที่ตั้งฉากกับแนวเส้น Mean line หรือ เส้นคอร์ด (Cord) ตามการะบวนการของ NACA การกระจายความดันรอบๆ ฟอยล์ (foil) NACA สามารถประมาณได้ดังนี้

1. การกระจายความเร็ว $\left(\frac{v}{V}\right)$ บนหน้าตัดที่มีความหนา ที่ค่ามุมยกที่เป็นศูนย์ (0) เป็นค่าที่ได้จากตาราง NACA จากค่าจริงหรือ ค่าฟอยล์ที่มีอัตราส่วนของความหนาต่อความยาวคอร์ด t/c ก็ได้จาก NACA Series ถ้าไม่เช่นนั้น ค่าของ $\left(\frac{v}{V}\right)$ สามารถคำนวณได้โดยใช้ความสัมพันธ์สเกลเชิงเส้น จาก NACA ดังนี้

$$\left(\frac{v}{V}\right)_{t_2} = \left[\left(\frac{v}{V}\right)_{t_1} - 1\right] \frac{t_2}{t_1} + 1$$

เมื่อ (t_1) เป็นค่าความหนาที่อัตราส่วนที่ใกล้ที่สุดที่ให้ไว้ใน series และ (t_2) เป็นอัตราส่วนจริงหรืออัตราส่วนความหนาที่ต้องการ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2. ค่าการกระจายโหลดของเส้นเฉลี่ยที่มุมปะทะอุทกคติ $\left(\frac{\Delta v}{V}\right)$ เป็นค่าที่อ่านได้โดยตรงจากตาราง NACA ที่เหมาะสม ถ้า Foil จริงมี Camber ต่ออัตราส่วนของ Chord $\left(\frac{f}{c}\right)$ ที่ให้ไว้ใน series ถ้าไม่มีค่าอัตราส่วน Camber เดียวกัน ค่าสัมประสิทธิ์แรงอุทกคติ C_{Li} มุมปะทะอุทกคติ (α_i) ส่วนค่าสัมประสิทธิ์โมเมนต์รอบๆ จุด Quarter-Chord $\left(C_{\frac{mc}{4}}\right)$ และการกระจาย $\left(\frac{\Delta v}{V}\right)$ จะถูกขยายขนาดโดย camber scale factor (S_c)

$$S_c = \frac{\left(\frac{f}{c}\right) \text{ of the actual foil}}{\left(\frac{f}{c}\right) \text{ of the NACA series}}$$

3. ในขั้นตอนนี้ ค่าอัตราส่วน ความดัน ความเร็ว ที่ได้จากขั้น 1 และ 2 ถูกรวมกันเพื่อนำไปหาค่า Cambered foil ที่มุมปะทะอุทกคติ เครื่องหมาย (+) เป็นสัญลักษณ์ที่แสดงถึงส่วนบน และเครื่องหมาย (-) เป็นสัญลักษณ์ที่แสดงถึงส่วนล่าง

4. ในขั้นตอนนี้ ค่าของความเร็วที่เพิ่มขึ้น $\left(\frac{\Delta v_a}{V}\right)$ (additional load distribution) จากเปลี่ยนมุมปะทะถูกคำนวณได้ แสดงดังรูปที่ (ง-12) ถ้า Foil จริงไม่มีอัตราส่วนความหนาเท่ากับ NACA series ค่าของความเร็วที่เพิ่มขึ้น $\left(\frac{\Delta v_a}{V}\right)$ จะถูกขยายด้วยค่าประมาณ (interpolating) ของค่า $\left(\frac{\Delta v_a}{V}\right)$ ใน NACA series ตามความสัมพันธ์นี้

$$\left(\frac{\Delta v_a}{V}\right)_2 = \left(\frac{\Delta v_a}{V}\right)_1 + \left\{ \frac{\left(\frac{\Delta v_a}{V}\right)_3 - \left(\frac{\Delta v_a}{V}\right)_1}{t_3 - t_1} \right\} (t_2 - t_1)$$

เมื่อ

-ตัวห้อย 1 แทนข้อมูล NACA สำหรับอัตราส่วนความหนาที่ให้ไว้ใน NACA series ที่มีค่าน้อยกว่าความหนาของ foil จริง

-ตัวห้อย 2 แทน Foil จริง

-ตัวห้อย 3 แทนข้อมูล NACA สำหรับอัตราส่วนความหนาที่ให้ไว้ NACA series ที่ใหญ่กว่าความหนาของ foil จริง

ค่าของความเร็วที่เพิ่มขึ้นใน NACA series ได้ถูกคำนวณจากค่าเดิม ที่ค่าสัมประสิทธิ์แรงยกที่เพิ่มเข้าไปของการประมาณ ดังนั้นจะต้องเขียนด้วยการสเกลโดยแฟกเตอร์สเกลที่เพิ่มดังนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$S_a = \left(\frac{\alpha - \alpha_i}{\alpha_g} \right) \text{ or } S_A = \left(\frac{C_L - C_{Li}}{C_{Lg}} \right)$$

เมื่อ

C_L = ค่าสัมประสิทธิ์แรงยกที่ได้

C_{Li} = ค่าสัมประสิทธิ์แรงยกในอุดมคติ

C_{Lg} = ค่าสัมประสิทธิ์แรงยกตัว ของค่า $\left(\frac{\Delta v_a}{V} \right)$ ที่คำนวณได้

(α) = ค่ามุมปะทะ

(α_i) = ค่ามุมปะทะอุดมคติ

(α_g) = ค่ามุมปะทะสำหรับค่าที่คำนวณในตอนแรก

5. การกระจายความเร็วที่ส่วนบน และ ส่วนล่างที่มุมปะทะ ถูกคำนวณโดยความสัมพันธ์ ต่อไปนี้

$$\left(\frac{v}{V} \right)_u = \left(\frac{v}{V} \right) + S_s \left(\frac{\Delta v}{V} \right) + S_A \left(\frac{\Delta v_a}{V} \right)$$

$$\left(\frac{v}{V} \right)_L = \left(\frac{v}{V} \right) - S_s \left(\frac{\Delta v}{V} \right) - S_A \left(\frac{\Delta v_a}{V} \right)$$

เมื่อ ตัวห้อย U แทนส่วนบน และ L แทนส่วนล่างขอ Foil

6. การกระจายความดันในเทอมไร้หน่วยของสัมประสิทธิ์ความดัน C_p ได้ถูกคำนวณในทั้งสองด้าน

$$(C_p)_u = \left[1 - \left(\frac{v}{V} \right)_u^2 \right]$$

$$(C_p)_L = \left[1 - \left(\frac{v}{V} \right)_L^2 \right]$$

NACA Foil มีหลายตระกูล ดังนี้ 4-Digit Sections, 5-Digit Sections, 1-Series, 6-Series, 7-Series เช่น NACA 4 - Digit Sections สามารถกำหนดค่าได้ดังนี้ [NACA 2415] โดย

ตัวเลขแรก (เลข 2)	ค่ามากที่สุดของเส้นแกนเฉลี่ยของ Chord คิดเป็นเปอร์เซ็นต์ของ Chord $\left(\frac{f_{\max}}{c} \right)$
ตัวเลขที่สอง (เลข 4)	ค่าตำแหน่งที่มากที่สุดของ Camber (f_{\max}) คิดเป็น 10 ส่วนของ Chord จากขอบนำ

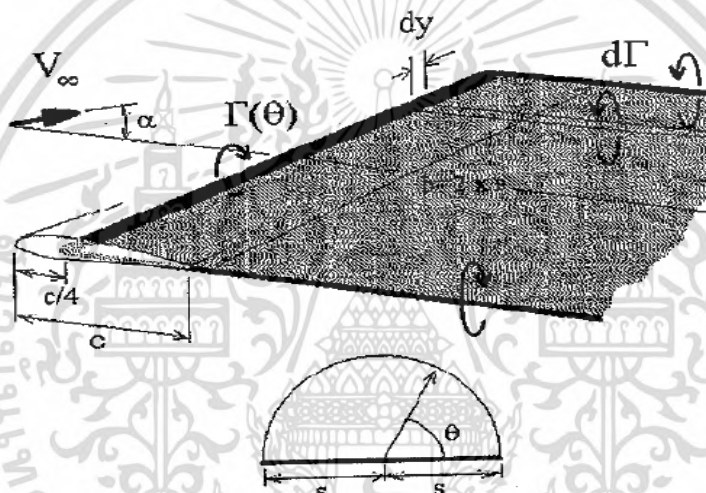
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตัวเลขสุดท้าย (เลข 15)	ค่าความหนาสูงสุดของคอร์ดคิดเป็นเปอร์เซ็นต์ของChord $\left(\frac{t_{\max}}{c}\right)$
------------------------	--

ซึ่งในกรณีนี้คือ [NACA 2415 sections] มีค่า camber 2% ที่ 0.4 ของ chord จากขอบนำ และ มีความหนา 15 % ของ Chord

3.3 ทฤษฎีเส้นแรงยก (Lifting Line Theory)

การคำนวณง่ายๆ สำหรับปีกยาวสามมิติที่ไม่ปิดตัว โดยใช้ทฤษฎีของ Prandtl's Lifting Line สำหรับของไหลไม่อัดตัว และไม่คิดความหนืด ปีกจะถูกจำลองเป็นเส้นทางการหมุนวนเดี่ยว (A Single bound vortex line) ที่ตำแหน่ง $\frac{1}{4}$ ของ Chord และ เชื่อมโยงกับแผ่นการไหลวน (Vortex Sheet) ดังรูปที่ (ง-12)



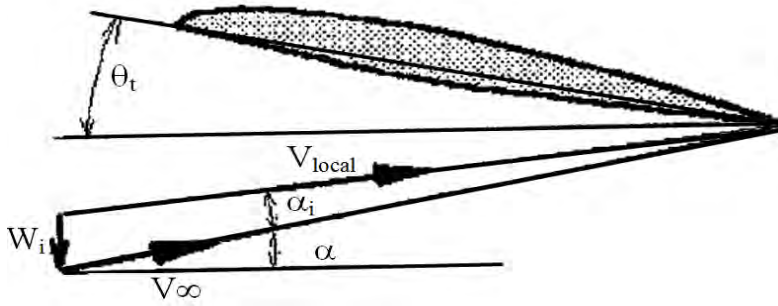
รูปที่ ง-12 แสดง Model ปีกด้วย Vortex [6]

รูปแบบการกระจายแรงยกตลอดปีกถูกสมมติให้กระจายเป็นวงรีด้วยการตัดแปลงเล็กๆ เนื่องจากรูปทรงเรขาคณิตของปีก สมมติให้ค่าความเข้มของ Vortex line เป็นตามการประมาณอนุกรมฟูเรียร์

$$\Gamma(y) = \Gamma(\theta) = 4sV \sum_{n=1}^{\infty} A_n \sin(n\theta) \quad (53)$$

ความเข้มที่ต้องการของการกระจายสัมประสิทธิ์ A_n สำหรับรูปทรงกำหนด และกำหนดเงื่อนไข Free Stream สามารถคำนวณมาได้โดยประยุกต์ขอบเขตเงื่อนไขของพื้นผิว สมการที่ใช้เป็นพื้นฐานในเงื่อนไขทั่วไปของค่าการไหลเป็นศูนย์ที่ตั้งฉากกับพื้นผิว สำหรับปีกสามมิติเงื่อนไขถูกประยุกต์ที่หลายๆ หน้าตัด Span-Wise โดยใช้ Matching การไหลกลับมุมของพื้นผิว ที่ตำแหน่งมุมการไหลของปีก จะมีค่าเท่ากับผลรวมของมุมปะทะปีก ส่วนปีกที่บิด และการไหลที่ถูกรบกวนบริเวณด้านท้ายการไหลมุมปะทะ เป็นเหตุที่เกิดโดยการเหนี่ยวนำของการไหลจาก Trailing Vortex Sheet จากรูปที่ (ง-13)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ ง-13 แสดง มุมปะทะบนปีก [6]

เมื่อ

 α = มุมปะทะ 3 มิติ θ_t = มุมบิดของปีก W_i = ความเร็วที่ถูกเหนี่ยวนำโดย Trailing Vortex Sheet

การกระจายความเข้ม Vortex ในจุด Trailing Sheet จะเป็นฟังก์ชันของการเปลี่ยนแปลงตามความเข้มของ Vortex ตลอดความยาวปีก ฟังก์ชันทางคณิตศาสตร์ที่อธิบายความเข้มของ Vortex Sheet จะถูกหาจากอนุพันธ์ของขอบกระจาย Vortex

$$d\Gamma = 4sV_\infty \sum_{n=1}^{\infty} nA_n \cos(n\theta) d\theta \quad (54)$$

การหาผลเฉลยของสัมประสิทธิ์ฟูเรียร์ A_1, A_2, A_3, \dots หามาได้โดย

1. ทำนายความเร็ว Downwash ที่ถูกเหนี่ยวนำบนปีกโดย Trailing Sheet

$$W_i = \frac{1}{4} \pi \int_{-s}^{+s} \frac{d\Gamma}{(y-y_i)} = V_\infty \sum_{n=1}^{\infty} \frac{nA_n \sin(n\theta)}{\sin(\theta)} \quad (55)$$

2. คำนวณค่าสัมประสิทธิ์แรงยกสองมิติที่เป็นฟังก์ชันของการไหลเฉพาะจุด
3. พิจารณา Bound Vortex Strength ที่ตำแหน่งบนปีก

$$C_l = a_0 (\alpha_{2D} - \alpha_0) = \frac{2\Gamma}{V_\infty \cdot c} \quad (56)$$

เมื่อ

 A_0 = ความชันของกราฟแรงยก $\left(\frac{\partial C_l}{\partial \alpha} \right)$ α_0 = มุมปะทะแรงยกเป็นศูนย์ c = ส่วนของความยาวคอร์ด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จัดเทอมใหม่และแทนมุมปะทะเฉพาะจุดจะได้

$$\Gamma = \frac{1}{2} a_0 V_\infty c (\alpha - \alpha_1 + \theta_i - \alpha_0) \quad (57)$$

แทนค่า (Γ) และ (α_1) ในเทอมของการประมาณสมการฟูเรียร์ จากนั้นได้เงื่อนไขขอบสุดท้าย สมการประกอบด้วยสัมประสิทธิ์ที่ไม่ทราบค่า และ ทราบค่าคุณสมบัติทางเรขาคณิตของปีก

$$\sum_{n=1}^{\infty} A_n \sin(n\theta) \left[\sin \theta + n \frac{a_0 c}{8 \cdot s} \right] = \frac{a_0 c}{8 \cdot s} \sin \theta (\alpha + \theta_i - \alpha_0) \quad (58)$$

ถ้าหากจำนวนของสัมประสิทธิ์ที่แน่นอน ($A_1, A_2, A_3, A_4, \dots, A_n$) ถูกใช้ ดังนั้นเซตของค่าสมการเชิงเส้นจะหามาได้โดยการประยุกต์สมการข้างบนที่ N ตำแหน่งบนปีก การกระจาย Cosine บนปีกจะถูกใช้เพื่อการจับคู่กับการกระจายโหลดของปีกที่สมมติ จำนวนของสัมประสิทธิ์จะถูกใช้สำหรับหาค่าผลเฉลยถูกต้อง ถ้าโหลดของปีกสูงมากไม่อยู่ในรูปวงรี ดังนั้นจำนวนสัมประสิทธิ์ที่มากกว่าควรจะนำมาพิจารณา ทั้งนี้ผลเฉลยของสัมประสิทธิ์ ($A_1, A_2, A_3, A_4, \dots, A_n$) หาได้โดยการลดรูปและเมตริกซ์ ซึ่งในกรณีโหลดของปีกมีความสมมาตร สัมประสิทธิ์ (A_2, A_4, A_6, \dots) จะเป็นศูนย์ และสามารถตัดออกจากคำนวณ ค่าสัมประสิทธิ์แรงยกสำหรับปีกที่มุมปะทะจะได้มาจากการอินทิเกรต ตลอดปีกของการกระจาย Vortex

$$L = \rho V_\alpha \int_{-s}^{+s} \Gamma dy \quad (59)$$

ดังนั้น $C_L = \pi \cdot AR \cdot A_1$ เมื่อ AR เป็นอัตราส่วนของปีก

ความเร็วด้านท้ายที่ถูกเหนี่ยวนำที่ตำแหน่งปีกใดๆ สามารถคำนวณความเข้มของโหลดบนปีกที่ทราบค่า ความหลากหลายการไหลเฉพาะจุดจะสามารถหาได้ ดังนั้นผลของการไหล Downwash นี้ ที่กระทำโดยตรงกับเวกเตอร์ของแรงยกที่หมุนสัมพันธ์โดยตรงกับทิศกระแสอิสระ เวกเตอร์แรงยกเฉพาะจุดถูกหมุนทวนและก่อให้เกิดแรงต้านจากแรงยก โดยการอินทิเกรตส่วนประกอบของสัมประสิทธิ์แรงยกแต่ละหน้าตัดตลอดความยาวปีก ค่าสัมประสิทธิ์ Induced Drag สามารถหาได้

$$D_i = \rho V_\alpha \int_{-s}^{+s} \Gamma \sin(\alpha_i) dy \quad (60)$$

ดังนั้น $C_{Di} = \pi \cdot AR \cdot \sum (nA_n^2)$ ข้อมูลที่ไม่แน่นอนเกี่ยวกับค่าสัมประสิทธิ์พิชโมเมนต์ ที่สามารถลดลงจากทฤษฎี Lifting Line เมื่อการกระจายแรงยกไม่เป็นการกระจายตามวงรีที่ตำแหน่ง $1/4$ ของ Chord

กรณีของโหลดรูปทรงรี (แบบพิเศษ) : ถ้ารูปแบบของปีกเป็นรูปทรงรี ดังนั้นจึงสามารถสมมุติการกระจายโหลดบนปีกเป็นฟังก์ชันรูปทรงรี ดังนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\Gamma(y) = 4sV_\infty A_1 \sin\theta = \Gamma_0 \sin(\theta) \quad (61)$$

ในกรณีนี้สมการเงื่อนไขขอบแบบเดียวกันทั่วไปจะประกอบเพียงแค่ 1 ตัวแปรที่ไม่ทราบค่า ค่าความเข้มของ Vortex ที่ตำแหน่ง Wing Root ผลเฉลยที่แน่นอนของสมการนี้นำไปหาคำตอบง่ายๆ สำหรับสัมประสิทธิ์แรงยก และ ค่าสัมประสิทธิ์ Induced Drag

$$\frac{\partial C_L}{\partial \alpha} = \frac{a_0}{\left(1 + \frac{a_0}{\pi \cdot AR}\right)} \quad (62)$$

$$C_{Di} = \frac{C_L^2}{\pi \cdot AR} \quad (63)$$

$$\alpha_{o(2D)} = \alpha_{o(3D)}$$

3.4 ทฤษฎีพื้นผิวแรงยก (Lifting Surface Theory)

อัตราส่วน $\left(AR = \frac{b^2}{A} = \frac{b}{c}\right)$ ของปีกใบจักรมีค่ามาก และถ้า Rake และ Skew เป็นศูนย์ (หรือ

น้อยมาก) ทฤษฎี Lifting Line มีความเหมาะสม วิธีการคำนวณของ Lifting Line จะใช้ได้ดีกับใบกังหันของเครื่องบิน ซึ่งมีรูปร่างใบตรงที่มีอัตราส่วน AR มาก อย่างไรก็ตาม อาจไม่แม่นยำ (exactly) กับใบจักรเรือ ดังนั้น ทฤษฎี Lifting Surface Theory จะมีความซับซ้อนมากกว่าที่กล่าวมา

ในทฤษฎี Lifting Surface Theory ที่นำมาใช้กับใบจักรเรือ โดยแท้จริงแล้วจะไม่แม่นยำ (exactly) ที่เดียวเพราะปีกใบจักรจะกำหนดด้วยเทอมของการกระจายของ Camber ความหนาที่สมมาตรเมื่อเทียบกับเส้นเฉลี่ย (Mean Line) ที่มีแต่รัศมี แต่ก็ยังเป็นพื้นฐาน (Based on) ในการขึ้นรูปโครงสร้าง

3.4.1 Boundary Element Methods

Boundary Element Method หรือที่เรียกว่า “Panel Methods” เป็นวิธีการที่ถูกพัฒนาโดย Hess and Smith (1967) ในวิธีการนี้ผิวหน้าของปีกใบจักรและคุดหรือผิวของ foil จะถูกอธิบายด้วยจำนวนของพื้นที่ผิวสี่เหลี่ยมเล็กๆ ที่มีการกระจาย Source และ Doublet ที่มีค่าคงที่ ที่บริเวณขอบตามใช้ Vortex Sheet ที่ถูกแบ่งเป็นแผ่นเล็กๆ ที่กระจาย Doublet คงที่ โดยค่าการกระจายความเข้มของ Source และ Doublet หามาได้จากการแก้ปัญหาค่าขอบ (Boundary value problem) ที่แต่ละจุดควบคุม ซึ่งเป็นตำแหน่งบนแต่พื้นผิวเล็กๆ โดยปกติปัญหาจะไม่เป็นเชิงเส้นกับทั้งความหนาหรือมุมปะทะ เมื่อไม่มีการสมมุติขนาดของจำนวนเหล่านี้ ในทางตรงกันข้ามวิธี Panel Method จะใช้เวลาในการคำนวณในกรณีของรูปทรงสามมิติ (เช่น ใบจักรเรือ) จำนวนของพื้นผิวเล็กๆ ก็จะมีเพิ่มขึ้นอย่างมหาศาลเมื่อเทียบกับกรณี Foil ในทฤษฎีเส้นแรงยก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4. โพรงอากาศ (Cavitation)

โพรงอากาศ (Cavitation) คือ ปรากฏการณ์ทางกลศาสตร์ของไหลทั่วไป ที่สามารถเกิดขึ้นได้เมื่อของไหลที่อยู่รอบๆ กลไกที่สามารถทำให้เกิดความดันลดลง และ การผันแปรของความเร็วในของไหล ตัวอย่างเช่น ปัมป์น้ำ กังหัน ใบจักร เมื่อโพรงอากาศเกิดขึ้น ของเหลวจะเปลี่ยนเฟสจากของไหลกลายเป็นไอบริเวณที่การไหลที่มีความดันลดลงอย่างมากอันเนื่องมาจากความเร็วที่สูงขึ้น (เช่น บริเวณปลายใบจักร) ซึ่งลักษณะการกลายเป็นไอของของไหล แบ่งออกได้ 2 ชนิด คือ

1. กระบวนการที่กลายเป็นไอโดยทำให้เพิ่มอุณหภูมิ (ที่การต้มให้เดือด)
2. การกลายเป็นไอเนื่องจากลดความดันลดลงเมื่ออุณหภูมิกคงที่หรือเรียกว่า การต้มเย็น (Cold Boiling) ในกรณีนี้เรียกว่า Cavitation (โพรงอากาศ)

กระบวนการต้มเย็นจนกระทั่งเกิดโพรงอากาศนั้น จะขึ้นอยู่กับความบริสุทธิ์ของน้ำด้วย ถ้าสมมุติว่าน้ำมีส่วนผสมของอากาศอยู่จำนวนมาก เมื่อความดันลดลง อากาศก็จะแยกออกจากของไหลกลายเป็นโพรงอากาศที่จุดของความดันสูงกว่าจุดของความดันไอ (Vapor Pressure) ปรากฏการณ์ที่กลุ่มฟองอากาศเล็กๆ ที่ไม่สามารถมองเห็นได้ด้วยตาเปล่า โดยมีลักษณะการเกิดฟองที่มีขนาดระดับ nuclei นั้น โดยฟองอากาศเหล่านี้จะก่อตัวรวมเป็นโพรงอากาศ

ดังนั้นโพรงอากาศสามารถเป็น “Vaporous” หรือ “Gaseous” ก็ได้ หรือบางทีก็อาจจะเกิดปรากฏการณ์ขึ้นพร้อมกันก็ได้ เมื่อโพรงอากาศเกิดก่อตัวขึ้นในของไหล จะทำให้พฤติกรรมการไหลของไหลเปลี่ยนแปลงส่งผลให้เกิดความซับซ้อนเกิดขึ้น

4.1 การพัฒนาของโพรงอากาศ (Developed of Cavitation)

Euler ได้กล่าวถึงความเป็นไปได้ในการเกิดโพรงอากาศสำหรับการออกแบบกังหันน้ำ ในปี ค.ศ. 1754 ต่อมาในปี ค.ศ. 1873 Reynolds ได้เขียนบทความหลายๆ บทความ กล่าวถึงเครื่องยนต์สำหรับแข่งขันที่เป็นเครื่องจักรไอน้ำแบบ Screw และได้นำเสนอทฤษฎีของโพรงอากาศจนเป็นที่รู้จักกัน ในทุกวันนี้ ต่อจากนั้นในปี ค.ศ. 1893 Barnaby ได้ศึกษาลักษณะความเร็วที่เพิ่มสูงขึ้นถึง 27 Knots ของเรือ Torpedo ที่ได้รับความเสียหาย จากนั้น Parsons ได้สร้างชุดทดสอบโพรงอากาศเป็นเครื่องแรกของโลก สำหรับศึกษาสังเกตปรากฏการณ์ใน Model และทดสอบใบจักรที่เขาได้ออกแบบกังหันไอน้ำแรกของโลก เรียกว่า “Turvinia” ในปี ค.ศ. 1895 ซึ่งเครื่องทดสอบนี้ยังคงถูกเก็บรักษาและจัดแสดงที่ พิพิธภัณฑ์เมือง Newcastle ประเทศอังกฤษ ต่อมา Parsons ได้สร้างชุดทดสอบขนาดใหญ่ในอีก 15 ปีต่อมา ซึ่งเขาสามารถทดสอบใบจักรขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 12 นิ้ว ซึ่งอุโมงค์น้ำขนาดใหญ่ได้ถูกสร้างขึ้นในยุโรป และอเมริกาในช่วงปี ค.ศ. 1920 – 1939

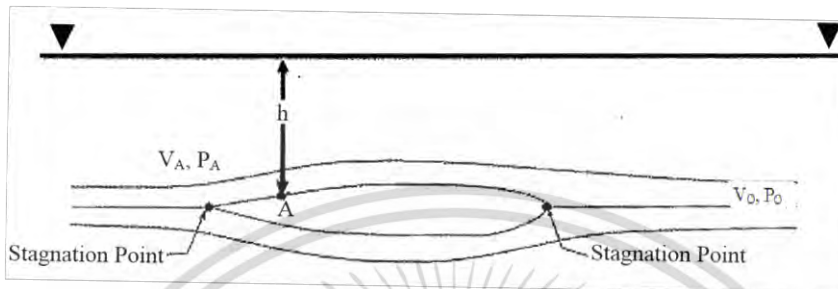
4.2 การเริ่มเกิดโพรงอากาศ (The Initial Stage of Cavitation)

กระบวนการเริ่มการเกิดโพรงอากาศ เรียกว่า “Cavitation Inception” สำหรับน้ำบริสุทธิ์สามารถทนต่อความกดดันต่ำได้ (ความตึงผิวที่เป็นลบ) โดยปราศจากการเกิดโพรงอากาศ เงื่อนไขสำคัญที่จะทำให้มีการเริ่มสภาวะจะเริ่มจากการแตกตัวของโมเลกุลของน้ำ ในสภาวะนี้จะทำให้เกิดกลุ่มฟองเล็กๆ เรียกว่า “nuclei” ซึ่ง nuclei ในน้ำนี้จะขึ้นอยู่กับสภาพแวดล้อมรอบๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สำหรับในน้ำทะเลจะมี Nuclei เกิดขึ้นหลายๆ ขนาด สำหรับการเริ่มเกิดโพรงอากาศ ค่าความดันเริ่มเกิด “Inception Pressure” จะมีค่าเท่ากับความดันไอของน้ำทะเล อย่างไรก็ตามในระดับสเกลการเกิด nuclei จะหายไป โดยปกติค่าความดันเริ่มเกิดจะมีค่าต่ำกว่าความดันไอ ซึ่งความดันไอนี้เป็นสิ่งสำคัญสำหรับการสเกลโมเดลทดสอบ

พิจารณาความดันที่จุด “A” บนหน้าตัด Foil 2 มิติ ที่อยู่ในของไหลที่มีความเร็ว ดังรูปที่ (ง-14)



รูปที่ ง-14 แสดง หน้าตัด Foil 2 มิติในของไหลที่มีความเร็ว [6]

โดยนิยาม Cavitation Inception ที่จุด “A” คือ

$$P_A \leq P_v \quad \text{so} \quad \frac{P_0 - P_A}{\frac{1}{2} \rho V^2} \geq \frac{P_0 - P_v}{\frac{1}{2} \rho V^2} \quad (64)$$

เมื่อ

- P_0 = ความดันของของไหลที่ไม่ถูกรบกวน (Undisturbed fluid pressure)
- V = ความเร็วของของไหลที่ไม่ถูกรบกวน (Undisturbed fluid velocity)
- P_A = ความดันที่จุด A ตามเส้นการไหล (Streamline)
- V_A = ความเร็วที่จุด A ตามเส้นการไหล (Streamline)

ถ้าเขียนในรูปสมการ Bernoulli จะได้

$$P_0 + \frac{1}{2} \rho V^2 = P_A + \frac{1}{2} \rho V_A^2$$

$$P_0 - P_A = \frac{1}{2} \rho (V_A^2 - V^2) \quad (65)$$

แทนค่าสมการ จะได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\frac{P_o - P_A}{\frac{1}{2}\rho V^2} = \frac{\frac{1}{2}\rho(V_A^2 - V^2)}{\frac{1}{2}\rho V^2} = \frac{\Delta P}{q} \geq \frac{P_o - P_v}{\frac{1}{2}\rho V^2} \quad (66)$$

เมื่อ

σ = ค่า Cavitation Number
 C_p = ค่าสัมประสิทธิ์ความดันไร้หน่วย

ดังนั้นจะได้

$$\sigma = \frac{P_o - P_A}{\frac{1}{2}\rho V^2}$$

จาก

$$C_p = -\frac{\Delta P}{q} \quad (67)$$

ในสมการ (66) ค่า (P_o) คือ ค่าผลรวมของความดันสถิต (P_h) และความดันบรรยากาศ (P_a) เช่น

$$\sigma = \frac{P_o - P_A}{\frac{1}{2}\rho V^2} = \frac{P_a + P_h - P_v}{\frac{1}{2}\rho V^2} \quad (68)$$

เมื่อ; $P_h = \rho gh$

และ; $\sigma \leq \frac{\Delta P}{q}$

ตามสมการที่ (68) ค่า (σ) คือค่าคงที่ เพราะฉะนั้นเราสามารถกำหนดกฎเกณฑ์อย่างง่ายสำหรับโพรงอากาศ โดยอาศัยค่า Cavitation Number (σ) และค่าการกระจายความดัน (C_p)

ถ้า $\sigma \leq \frac{\Delta P}{q}$ จะเกิดโพรงอากาศ

ถ้า $D_{MAX} = D_B = \alpha_T$ จะไม่เกิดโพรงอากาศ

เมื่อ

$\alpha_T < 0.65$ สำหรับเรือประเภท Bulk Carriers และ Tankers

$\alpha_T < 0.74$ สำหรับเรือประเภท Containers

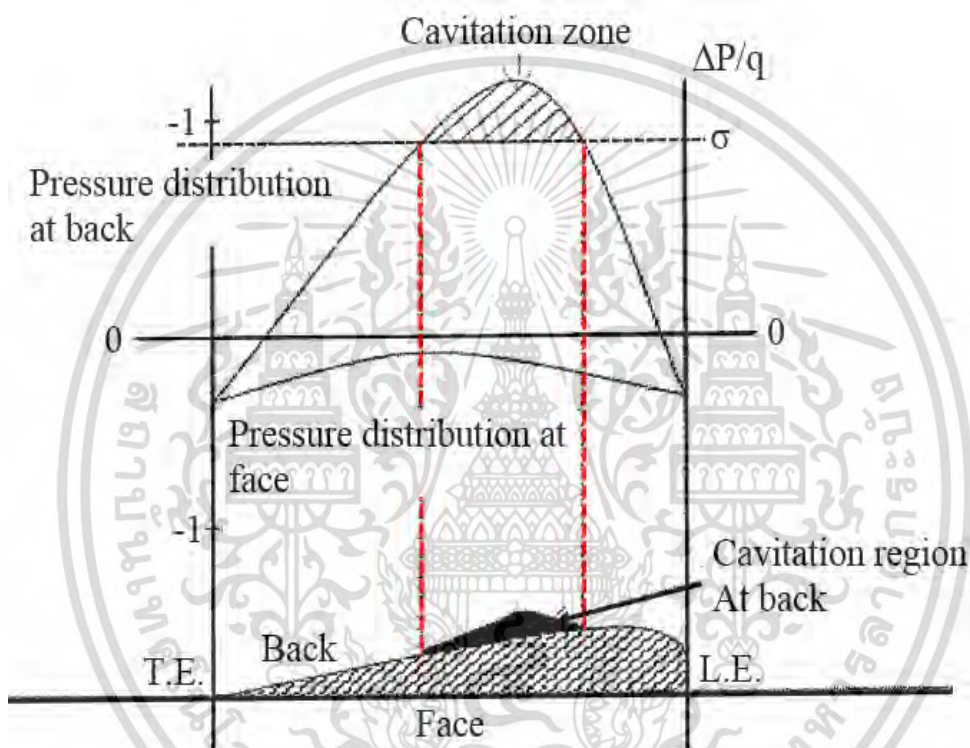
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.3 ผลของมุมปะทะต่อโพรงอากาศ (Effect of Angle of Attack on Cavitation)

เมื่อพิจารณา Foil 2 มิติ และ ตรวนสอบการกระจายความดันรอบๆ ฟอยล์ ที่ขึ้นอยู่กับมุมปะทะ (α) ของการไหล

4.3.1 มุมปะทะที่เป็นบวก (Attack angle at the Positive)

เมื่อมุมปะทะเป็นบวกจะก่อให้เกิดโพรงอากาศ บริเวณด้านหลังของ Foil ค่อนมาด้านหน้า ดังรูปที่ (ง-15)

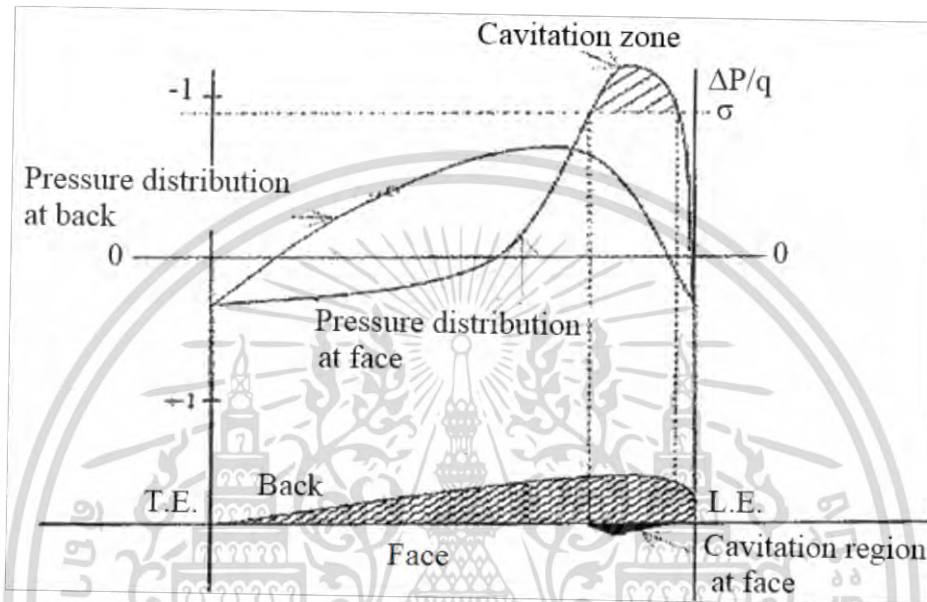
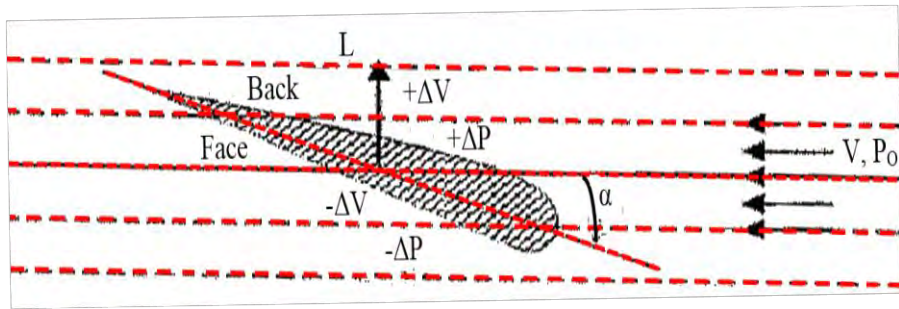


รูปที่ ง-15 แสดง มุมปะทะที่เป็นบวก[6]

4.3.2 มุมปะทะที่เป็นลบ (Attack Angle at the Negative)

เมื่อ $\alpha < 0$ ค่าโพรงอากาศจะเกิดบริเวณด้านหน้า Foil (Pressure Side) มากกว่าด้านหลัง (Suction Side) ในกรณีมุมปะทะที่เป็นบวกดังรูปที่ (ง-16)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ ง-16 แสดง มุมปะทะที่เป็นลบ [6]

4.3.3 มุมปะทะที่เป็นศูนย์ (Zero of Attack Angle)

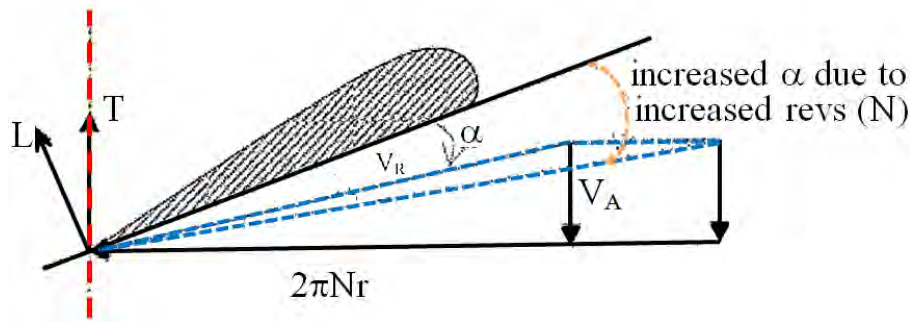
การเกิดโพรงอากาศจะเกิดบริเวณด้านหลังที่มีความหนาสูงสุดของ Foil ค่อยไปด้านท้าย

4.3.4 โพรงอากาศบนใบจักร (Cavitation on the Propeller Blade)

ใบจักรสามารถเขียนอยู่ในรูปส่วนประกอบหน้าตัด Foil 2 มิติ แรยยก (L) บนใบแต่ละหน้าตัดคำนวณได้จากการอินทิเกรตความดัน (ΔP) ตามคอร์ดของแต่ละหน้าตัด เมื่อพิจารณาการกระจายตัวของความดัน $\left(\frac{\Delta P}{q}\right)$ ตามรูปร่างเส้นโค้งของฟอยล์ เราสามารถพูดว่าไม่มีความสัมพันธ์ระหว่างแรยยก (การอินทิเกรตตามรัศมีของใบจักรตามแกนของใบจักรคือ แรยยกที่ได้) และการก่อการเกิดโพรงอากาศจะสังเกตได้ว่าการกระจายความดันเป็นลบ และมีค่าลบจนกระทั่งสูงกว่าค่า Cavitation Number (σ) โพรงอากาศก็จะก่อตัวเกิดขึ้น

จากรูปที่ (ง-16) มุมปะทะ (α) สามารถเพิ่มมุมปะทะขึ้นโดยการเพิ่มความเร็วยรอบ (n) และให้ความเร็ว (V_A) ให้คงที่ รูปที่ (ง-17) แสดงผลจากความเร็วยรอบเพิ่มขึ้นส่งผลต่อรูปแบบการเกิดโพรงอากาศที่ความเร็วยรอบแตกต่างกัน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ ง-17 แสดง เวกเตอร์แรง และมุมปะทะ [6]

4.4 ชนิดของโพรงอากาศต่อการทดสอบใบจักร

ชนิดของโพรงอากาศ จำแนกตามตำแหน่งบนใบจักร และการเกิดปรากฏการณ์

4.4.1 ตำแหน่งบนใบจักร (Depending Upon Location on the Blade)

- โพรงอากาศเกิดหลังใบ ($\alpha > 0$)
- โพรงอากาศเกิดหลังใบค่อนไปข้างหลัง Trailing Edge (T.E.)
- โพรงอากาศเกิดหน้าใบ

4.4.2 ภาวะที่เกิดขึ้นกับการเกิดปรากฏการณ์ของโพรงอากาศ (Physical Appearance of Cavitation)

โพรงอากาศบนใบจักรจะเกิดขึ้นด้วยกันหลายๆ รูปแบบ โดยประเภทของโพรงอากาศแบบต่างๆ ดังนี้ Tip and Hub Vortex Cavitation, Sheet Cavitation, Bubble Cavitation, Root Cavitation, Propeller-Hull Vortex Cavitation, Unsteady Sheet Cavitation (Cloud Cavitation)

4.4.3 Tip and Hub Vortex Cavitation

โพรงอากาศแบบ Tip & Hub Vortex Cavitation จะเกิด ณ ตำแหน่งปลายใบ และโคนดุมของใบจักร ซึ่งเกิดจากการไหลหมุนวน (Vortices) เมื่อความดันบริเวณนั้นลดลง และเมื่อใดที่ความดันลดต่ำกว่าความดันไอ (Vapor Pressure) โพรงอากาศจาก Vortex ก็จะถูกก่อกำเนิดขึ้น

Tip Vortex Cavitation จะเห็นได้บริเวณค่อนไปด้านหลังของปลายใบจักรอาจจะไม่เกิดบนปลายใบ แต่ถ้าค่าความเข้มของ Vortex เพิ่มขึ้น และภาระโหลดบนใบเพิ่มขึ้น หรือส่งผลต่อค่า Cavitation Number ลดลง จะทำให้โพรงอากาศย้อนกลับไปด้านหน้าหรือเกิดบนปลายใบจักรได้

Hub Vortex Cavitation เกิดจากการหมุนของกระแสน้ำวนเฉพาะส่วนที่สลัดออกจากดุมใบจักร ซึ่ง Vortex เหล่านี้จะไม่เหมือนกับ Cavity ภายใต้อิทธิพลของการรวมเข้าด้วยกันเป็นรูปทรงกรวยบริเวณดุมใบจักรทำให้เป็นจุดรวมกันของ Vortex มีส่วนกระตุ้นต่อ Cavity

เมื่อโพรงอากาศเหล่านี้เกิดขึ้น ส่งผลปรากฏการณ์ของโพรงอากาศมีสภาวะคงตัว จะสามารถเห็นเป็น “Rope” ที่เห็นเด่นชัดที่ทุกๆ ปลายใบ ดังนั้นโพรงอากาศชนิดนี้อาจจะทำความเสียหาย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ต่อทางเสื่อข้างหลังใบจักร ก่อให้เกิดการกัดกร่อนบนทางเสื่อได้ ซึ่งสามารถหลีกเลี่ยงได้ โดยการใช้ใบจักร แบบ Propeller Boss Cap Fins (PBCF)

4.4.4 Sheet Cavitation

Sheet Cavitation เกิดขึ้นเมื่อการกระจายความดันมีความแตกต่างของความดันสูง และการไหลเกิดการไหลแยกด้านหลังใบ บริเวณขอบนำ Leading Edge (L.E.) ของใบจักร เมื่อมุมปะทะเป็นบวก ในทางตรงกันข้ามถ้าหน้าตัดใบทำงานอยู่ในตำแหน่งมุมปะทะเป็นลบ Sheet Cavitation จะเกิดด้านหลังใบแทน Sheet Cavitation จะปรากฏเมื่อบริเวณขอบนำ Leading Edge (L.E.) มีความดันลดต่ำกว่าค่าความดันไอ ($C_p > \sigma$) ซึ่ง Sheet Cavity ค่อนข้างจะอยู่ในสภาวะคงตัว แต่อย่างไรก็ตามก็อาจจะ มีบางช่วงอาจจะอยู่ในสภาวะไม่คงตัวได้ สำหรับใบจักรที่ใช้งานจริงต้องการจะให้ Sheet Cavity ค่อยๆ เกิดผสมกับบริเวณ Tip Vortex

4.4.5 Bubble Cavitation

Bubble Cavitation ในเบื้องต้นเกิดจากอิทธิพลของการกระจายความดันที่มีค่าความดันลดลงบริเวณกึ่งกลางใบของหน้าตัด ดังนั้นการควมรวมระหว่าง Camber line และ Section Thickness มีบทบาทก่อให้เกิด Bubble Cavitation ที่บริเวณค่อนมาด้านขอบนำ สำหรับใบจักรที่มีหน้าตัดมีความหนา และทำงานอยู่ในช่วงมุมปะทะน้อยก็อาจจะก่อให้เกิด Bubble Cavitation ได้ ซึ่งบริเวณใกล้โคนใบของใบจักรที่ปรับพิชได้ มีพื้นที่ค่อนข้างจำกัดเลยมีความจำเป็นที่จะต้องมีการมีหน้าตัดมีความหนามากเพื่อเพิ่มความแข็งแรง

4.4.6 Root Cavitation

โพรงอากาศชนิดนี้จะเกิดบริเวณโคนใบที่มีรูปร่างเป็นการหักมุม ซึ่งบริเวณด้านบนของมุมสามารถเกิดโพรงอากาศบริเวณขอบนำ แต่ก็อาจจะเริ่มเกิดบนใบก็ได้ ซึ่ง Root Cavitation จะสัมพันธ์โดยตรงต่อค่า Horse Shoe vortex ที่ก่อกำเนิดบริเวณโคนใบหรือบริเวณเพลลา หรือ เกิดจากมุมเอียงของเพลลา และผลจาก Wake Shadow Effect ที่ก่อกำเนิดจากห้องรองรับเพลลา หรือแบริง หรืออื่นๆ ซึ่งสามารถเห็นได้จากใบจักรแบบปรับมุมพิชได้ (CPP)

4.4.7 Propeller-Hull Vortex Cavitation (PHV)

Propeller-Hull Vortex Cavitation (PHV) เป็นอีกรูปแบบของโพรงอากาศที่ได้มีการรายงานในช่วง ค.ศ. 1970 โดย โพรงอากาศเปรียบเหมือนกับ “Arching” ที่เกิดจาก Cavitating Vortex ระหว่างปลายใบและผิวของตัวเรือ ซึ่งช่องว่างของปลายใบและผิวของเรือเป็นส่วนสำคัญที่จะให้เกิด โพรงอากาศ

Propeller-Hull Vortex Cavitation (PHV) ที่ก่อกำเนิดเนื่องมาจากการไหลที่ปั่นป่วนบริเวณใกล้ผิวเรือ (อันเนื่องจากการเริ่มหมุนของใบจักร) ที่ของไหลพยายามถูกผลักดันออกปริมาตรเล็กๆ ก่อให้เป็น Vortex ตัวแปรที่นำไปสู่การเกิด Propeller-Hull Vortex Cavitation (PHV) ประกอบด้วย ค่าเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

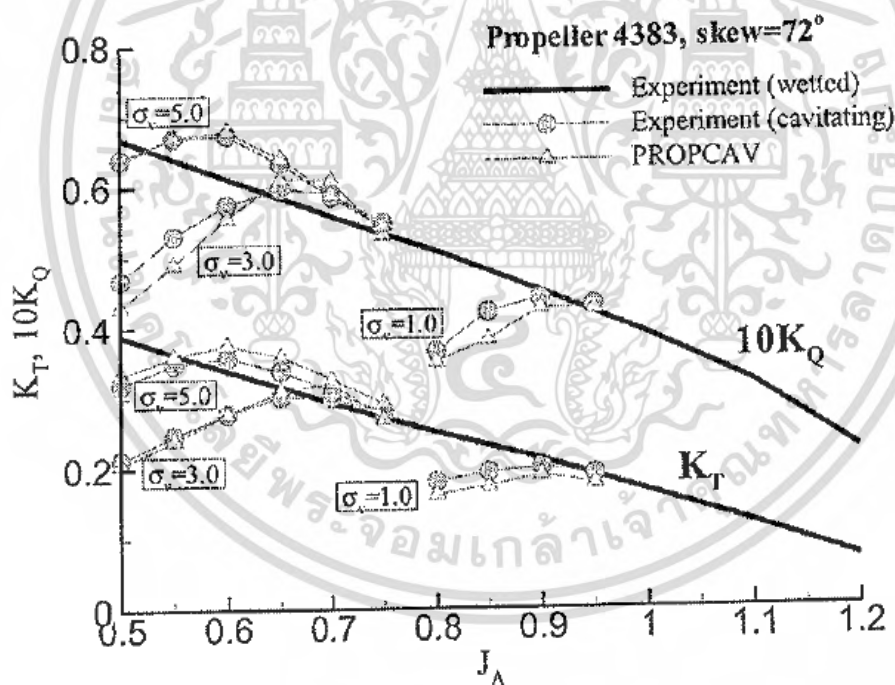
สัมประสิทธิ์มุงหน้าต่ำ, ค่าช่องว่างระหว่างปลายใบกับลำตัวเรื่อน้อย, รูปทรงท้องเรือแบนบริเวณเหนือใบจักร

4.4.8 Unsteady Sheet (Cloud) Cavitation

Cloud Cavitation ปกติจะพบหลังจากเห็น Steady Sheet Cavities ที่หนาแน่น และเกิดการไหลแยกที่ก้อ ให้เกิด Vortex จากจุดที่เกิดโพรงอากาศเล็กๆ โพรงอากาศแบบนี้จะปรากฏคล้ายหมอกหรือ เมฆ ที่บริเวณเกิด

4.5 ผลของโพรงอากาศบนใบจักร (Cavitation Effect on the Propeller Blade)

ปรากฏการณ์โพรงอากาศเกิดขึ้นได้หลายๆ ส่วนของลำเรือที่ซึ่งมีความดันลดต่ำลงโดยเฉพาะใบจักรที่เป็นแหล่งก้อให้เกิดโพรงอากาศ เนื่องมาจากการเกิดการเปลี่ยนแปลงความดันบนใบจักร เมื่อโพรงอากาศเกิดขึ้นจะขึ้นอยู่กับ การขยายขอบเขตและความเข้มข้นที่จะส่งผลต่อใบจักรดังนี้ สมรรถนะลดลง การเกิดเสียง การสั่นสะเทือน การกัดกร่อน



รูปที่ ง-18 โพรงอากาศส่งผลต่อสมรรถนะใบจักร[6]

4.5.1 สมรรถนะลดลง (Performance Breakdown)

โพรงอากาศที่เกิดบางส่วนบนใบจักรไม่ส่งผลต่อแรงผลัก ที่จริงการเกิดโพรงอากาศจำนวนน้อยๆ เป็นเสมือนทำให้หน้าตัดใบจักรมีความโค้งเพิ่มขึ้นและส่งผลให้มีแรงผลักเพิ่มขึ้น ถ้าโพรงอากาศเกิดขึ้นประมาณ 20-25% ของหน้าใบจะส่งผลต่อค่าแรงผลัก และ แรงบิดจะลดลง ค่าแรงผลักจะลดลง เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

มากกว่าแรงบิดจึงส่งผลให้ประสิทธิภาพลดลง ใบจักรที่ใช้งานอยู่ทั่วไปจะเกิดพฤติกรรมแบบนี้บ่อย เมื่อการทำงานของใบจักรอยู่ในช่วงความเร็วรอบต่ำ และมีภาวะไหลตบนใบไม่สูง อย่างไรก็ตามสำหรับใบจักรที่รับโหลดมากๆ และมีความเร็วรอบสูง ผลจากโพรงอากาศจะมีผลต่อสมรรถนะของใบจักร เช่น เรือความเร็วสูง เรือลากจูง เรือโดยสาร เรือค้า เป็นต้น ในการออกแบบใบจักรผลเนื่องจากโพรงอากาศก็ถูกแสดงในกราฟ K_T , K_Q และ (η) รวมอยู่ด้วย ดังรูปที่ (ง-18)

4.5.2 เสียง (Noise)

เสียงเป็นตัวแปรหนึ่งที่เป็นผลจากเครื่องจักร ซึ่งส่งผ่านตัวกลางที่ยืดหยุ่น คุณลักษณะนี้ไปกระตุ้นให้เราได้ยินเสียง และผลที่เกิดขึ้นเป็นสิ่งที่เราไม่ต้องการในขณะทำงาน เสียงที่เกิดจากการทำงานของเรือสามารถแยกออกได้ 2 พวก คือ

- เสียงรบกวนที่เกิดจากระบบของเรือ เช่น อุปกรณ์ต่างๆ และ คนประจำเรือ
- เสียงที่แพร่ออกไป ซึ่งเกิดจากเรือ และ กระจายไปยังจุดอื่นที่ห่างออกไปจากเรือ

พิจารณาเสียงที่เกิดจากระบบของเรือ คือ เสียงจากไต้ฟ้า จะประกอบด้วย 3 แหล่งหลักๆ ซึ่งสัมพันธ์ต่อเครื่องจักร ใบจักร และเสียงจากการไหล ท่ามกลางเสียงเหล่านี้ เสียงจากใบจักรเรือเป็นส่วนที่สำคัญที่สุดที่เกิดจากอุปกรณ์ไต้ฟ้า

1. การเคลื่อนที่ของน้ำที่ไปแทนที่ใบจักร
2. ความแตกต่างของความดันระหว่างการดูด และ ด้านความดันของใบจักร
3. การแตกตัวอย่างฉับพลันของ โพรงอากาศ(Cavity) ฟองอากาศ(Bubble) หรือการหมุนวน(Vortex)
4. การผันแปรเป็นช่วงๆ ของ โพรงอากาศ(Cavity)

พิจารณาจากด้านบนจะเห็นได้ว่าเสียงจาก 2 ข้อแรกนั้น การไหลยังไม่เกิด Cavitation ส่วน 2 ข้อสุดท้ายเสียงจะเกิดจาก Cavitation เพราะฉะนั้นโดยปกติเสียงจากใบจักรทั่วไปจะมาจาก Non-Cavitating, Cavitating ที่เกิดจากพฤติกรรมการเกิด Cavitation ซึ่งเสียงจาก Cavitation อาจจะถูกสร้างโดยชนิดต่างๆ ของ Cavitation เช่น จากการเคลื่อนตัวของฟองอากาศ (Bubble) จาก Sheet Cavitation และ จาก Tip Vortex Cavitation เมื่อความดันภายนอกรอบๆ โพรงอากาศ เริ่มเพิ่มขึ้น หลังจากช่วงเวลาสั้นๆ ความแตกต่างของความดันระหว่างภายใน และ ภายนอกจะลดลง จากนั้นทำให้ฟองเริ่มเกิดการแตกตัว ฟองของโพรงอากาศเกิดการแตกตัวในช่วงนี้จะเกิดเป็น Shock Wave และเกิดเป็นเสียงขึ้น อีกนัยหนึ่งในขั้นการเริ่มเกิดโพรงอากาศ ก็มีผลของเสียง เช่นเดียวกัน

4.5.3 การสั่น (Vibration)

Sheet Cavitation บนใบจักรสามารถมีระดับค่อนข้างใหญ่ พฤติกรรมทางจลศาสตร์อันเกิดจากปริมาตรมากๆของไอ ที่สร้างมาจากการผันแปรของความดัน ที่ช่วงความถี่ของ BR โดยความถี่เหล่านี้ อยู่ช่วงความถี่ต่ำกว่าความถี่เสียง การผันแปรความดันมีค่าความยาวคลื่นที่มาก ดังนั้นยังมีความเป็นอิสระต่อความสามารถต่อการอัดตัวได้ของการไหล ดังนั้น ความดันรอบๆ ใบจักร และ ด้านท้ายเรือมีการเปลี่ยนแปลงของเฟสด้วยคุณสมบัติของ “Compressibility” ของของไหล แยกมาจาก “Cavitation induced pressure fluctuations” ไปเป็น “cavitation induced noise” เฟสคงที่ของ Cavitation ที่เกิดจากความดันส่งผลต่อ “Hull vibrations” ซึ่งการสั่นนี้จะแตกต่างจากความดันที่ไหลผ่านใบโดยปราศจากโพรงอากาศ จะเห็นความชัน (Slope) ของความถี่ ที่จะเกิดในเวลาแตกต่างและเกิดตามลำตัว

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เรือ ซึ่งลักษณะการสั่นของความดัน ณ ที่เวลาหนึ่งบนใบจักร ความดันจากโพรงอากาศจะเพิ่มสูงขึ้น และลดลงบนที่ใดๆ ของลำตัวเรือ ในเวลาเดียวกัน (in phase) ในขณะที่ความดันเนื่องจากไม่มีโพรงอากาศไหลผ่านตลอดลำตัวเรือ เมื่อใบจักรหมุนทำงาน การสั่นสะเทือนที่พึงปรารถนาสามารถลดลงได้โดย

- ทำการออกแบบด้านท้ายเรือ และใบจักร
- เปลี่ยนความถี่ (ความถี่โดยธรรมชาติ) บริเวณด้านท้ายเรือ

ในส่วนหลังคือผลจากการสั่นสะเทือนในบริเวณแคบๆ ผลส่วนมากที่จะหลีกเลี่ยงการสั่นโดยการทำให้ Wake มีความสม่ำเสมอ โดยการตัดแปลงบริเวณด้านท้ายเรือ การออกแบบของใบจักรใหม่เพื่อลดผลจากโพรงอากาศทำได้โดย

- กำหนดขนาดหน้าใบให้กว้างขึ้น โดยเฉพาะบริเวณปลายใบ
- เพิ่ม Skew (ความโค้งหลังใบ)
- ลดการเอียงไปด้านหน้า (Pitch Toward) บริเวณปลายใบ หรือให้ปลายใบไม่รับโหลด

4.5.4 การกัดกร่อน (Erosion)

การเกิดฟองอากาศในของไหลเป็นกระบวนการที่เกิดเร็วมาก เพื่อฟองเคลื่อนย้ายเข้าไปในพื้นที่ความดันต่ำกว่าในของไหล มันจะขยายตัวอย่างเร็วขณะที่ความดันด้านในยังใกล้กับความดันไอเมื่อออกจากโพรงอากาศกับความดันที่สูงกว่า ฟองจะลดขนาดลงแต่ความดันภายในยังคงเท่าเดิม หลังจากช่วงระยะเวลาสั้นๆ ฟองจะลดขนาดเล็กลงมาก และความตึงผิวจะมีค่าเพิ่มขึ้น ส่งผลให้ Cavity แตกตัวได้ เมื่อเกิดการแตกตัวใกล้ๆ กับผิวใบจักร จะก่อให้เกิดความเสียหาย ที่เรียกว่า Erosion ซึ่งเป็นกลไกการสึกกร่อนทางกล โดยมีเหตุเนื่องจาก Micro Jet Effect, Shock Wave การสะท้อนกลับของฟอง การแตกตัวของกลุ่มเมฆฟองเล็กๆ

4.5.5 การพิจารณาโพรงอากาศสำหรับการออกแบบ

ก่อนผลงานของ Parsons Barnaby and Thorneycroft ทั้งในส่วนของโมเดล และใบจักรขนาดจริง สามารถสรุปได้ว่า Cavitation ที่เกิดขึ้นบนหน้าและหลังใบ เป็นสาเหตุให้แรงผลักดันลงอย่างมาก และสามารถเลี่ยงการเกิด Cavitation ได้ โดยการเพิ่มพื้นที่บนใบจักร วิธีการที่ได้รับการพัฒนาที่สัมพันธ์กับ Mean Thrust ต่อพื้นที่ผิวบนใบที่ต้องการ อาศัยการจำกัดค่าสัมประสิทธิ์แรงผลัก (A Limiting Thrust Loading Coefficient) ซึ่งมี 2 วิธี ที่ได้รับความนิยมมากที่สุด คือ วิธีพัฒนาโดย Burrill และ Keller

4.5.5.1 สมการ Burrill

วิธีนี้เหมาะสำหรับใบจักรที่ปรับมุมใบไม่ได้ ใบจักรทุกๆ ใบ ที่พัฒนาโดย Burrill วิธีการคือ จากไดอะแกรมข้างบน ค่า (τ_c) คือค่าสัมประสิทธิ์การผลัก และมีค่าเท่ากับ $\tau_c = \frac{(T/A_p)}{q_T}$

เมื่อ:

T = แรงผลัก

A_p = พื้นที่ภาพฉายของใบจักร

q_T = ความดันไดนามิกส์ที่รัศมี r = 0.7R

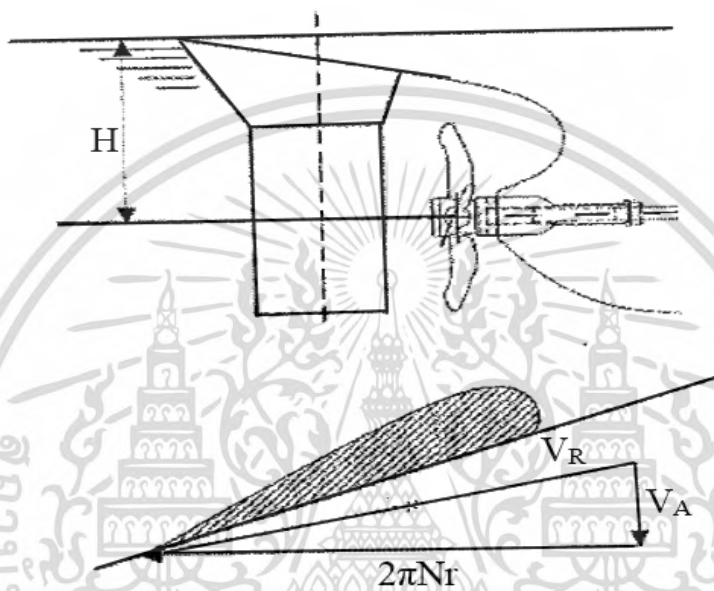
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

และให้มีค่าเท่ากับ

$$q_T = \frac{1}{2} \rho V_R^2 \quad (69)$$

V_R คือ ค่าความเร็วที่รัศมี $r = 0.7R$ และมีค่าเท่ากับ

$$V_R = \sqrt{V_A^2 + [2\pi N(0.7R)]^2} \quad (70)$$



รูปที่ ง-19 แสดง เวกเตอร์ความเร็ว [6]

ค่า Cavitation Number (σ_R) มีค่าเท่ากับ

$$\sigma_R = \frac{P_0 - e}{q_T} \quad (71)$$

เมื่อ:

P_0 = ความดันสถิตที่แนวแกนเพลลา

e = ค่าความดันไอ (หรือค่า P_V)

โดยในขั้นตอนการใช้ไดอะแกรมของ Burrill มีลำดับวิธีดังนี้ ค่า (σ_R) ถูกคำนวณและค่าของ (τ_c) อ่านได้ที่ตำแหน่งค่า (σ_R) จากไดอะแกรม และพื้นที่ภาพฉายของใบจักรสามารถคำนวณได้ ในการได้มาของค่า Expanded Area จากพื้นที่ภาพฉาย Burrill ได้ทำการหาความสัมพันธ์จากการทดลอง ซึ่งก็สอดคล้องกันดีสำหรับใบจักรที่ได้นำไปใช้ จะได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$A_E \cong \frac{A_p}{\left(1.067 - 0.229 \frac{P}{D}\right)} \quad (72)$$

เมื่อประมาณค่า $A_E \approx A_D$, ดังนั้นค่า Expanded Blade Area Ratio (EAR) มีค่าเท่ากับ

$$\frac{A_E}{A_O} = \frac{A_E}{\left(\frac{\pi D^4}{4}\right)} \quad (73)$$

ซึ่งค่าพื้นที่ที่คำนวณได้จากไดอะแกรมของ Burrill จะเป็นค่าพื้นผิวของใบต่ำสุดที่สามารถหลีกเลี่ยงปัญหา Cavitation ได้

4.5.5.2 สมการ Keller

จากการประมาณพื้นที่ใบจักรที่ประมาณค่าโดย Keller คือ

$$\frac{A_E}{A_O} = \left[\frac{(1.3 + 0.3Z) \cdot T}{(P_O - P_V) \cdot D^2} \right] + K \quad (74)$$

เมื่อ

P_O = ความกดตันสถิตที่แกนเพลลา C_L มีหน่วย [Pa]

P_V = ความดันไอ มีหน่วย [Pa] ($\sim 1700 \text{ N/m}^2$)

T = แรงผลัก มีหน่วย [N]

Z = จำนวนใบ

D = เส้นผ่านศูนย์กลางใบจักร มีหน่วย [m]

โดย ค่า K มีหลายค่าจะขึ้นอยู่กับจำนวนใบ และ ชนิดของเรือดั้งนี้

$K = 0.2$ สำหรับเรือใบจักรเดี่ยว

$K = 0.1$ สำหรับเรือสินค้า (ใบจักรคู่)

$K = 0.0$ สำหรับเรือเร็ว (ใบจักรคู่)

สองวิธีทั้ง Burrill และ Keller สามารถนำไปใช้สำหรับการออกแบบเพื่อกำหนดพื้นที่ใบจักรได้ในกรณีอื่นๆ โดยเฉพาะสำหรับเรือเล็ก และ เรือใบ วิธีนี้ และ วิธีการประมาณอื่น จะได้มาจากการวิเคราะห์ทาง Cavitation อย่างไรก็ตามสำหรับเรือขนาดใหญ่จะได้จากการวิเคราะห์จากโมเดล โดยวิธีการวิเคราะห์ทาง Cavitation จะเป็นการวิเคราะห์การกระจายความดันรอบใบจักร และมุ่งสู่การวิเคราะห์การเริ่มเกิด Cavitation

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.5.5.3 Cavitation Bucket Diagrams

สำหรับการออกแบบหน้าตัดใบจักรมีจุดประสงค์ที่จะใช้ Cavitation bucket diagram มาพิจารณาเพื่อประโยชน์ต่อการออกแบบ เมื่อได้แสดงคุณสมบัติของ Cavitation ของใบจักรในมุมมอง 2 มิติ ซึ่งลักษณะของ Cavitation bucket diagram ซึ่งแผนภาพนี้ได้แสดงความสัมพันธ์มุมปะทะ (α) ต่อค่า Cavitation number (σ) อย่างไรก็ตามหลายเวอร์ชันของไดอะแกรมนี้ได้ปรับปรุง โดยค่า (α) สามารถแทนได้ด้วยค่าสัมประสิทธิ์แรงยก (C_L) และ (σ) แทนด้วยค่าสัมประสิทธิ์ความดันน้อยที่สุด (C_p) ซึ่งจากไดอะแกรม สามารถแบ่งออกเป็น 4 ส่วน โดยสามารถระบุได้ดังนี้

- พื้นที่ที่ไม่เกิด Cavitation อยู่ภายใน Bucket
- ด้านหลังที่อยู่ด้านนอก Bucket
- Bubble Cavitation ที่อยู่ด้านนอก Bucket
- Face Cavitation ที่อยู่ด้านนอก Bucket

ความกว้างของ Bucket คือ ระยะระหว่างความกว้างของหน้าตัดที่ไม่เกิด Cavitation ขณะที่ประโยชน์สำหรับการออกแบบ Bucket diagram จะขึ้นอยู่กับ 2 มิติ ลักษณะการไหลเวียน และสามารถทำให้เข้าใจผิดในพื้นที่บริเวณของการไหล 3 มิติ ตัวอย่างเช่น บริเวณปลายใบ และโคนใบ

4.6 การป้องกันโพรงอากาศ

4.6.1 Fouling

ใบจักรจะต้องอยู่ในสภาพไม่มีตะไคร่มาเกาะบนใบจักร และปราศจากร่องรอยแหง และ ไม่มีการขูดขีด Fouling เป็นสาเหตุที่ทำให้ประสิทธิภาพใบจักรลดลง และยิ่งส่งเสริมให้เกิด Cavitation อีกด้วย กระทั่งร่องรอยเล็กๆ ยังเป็นสาเหตุให้เกิด Cavitation จุดเล็กๆ ซึ่งจะส่งผลต่อการเกิดเสียงและการสึกหรอบนใบได้ ในการตรวจเช็คใต้น้ำเป็นประจำ และทำความสะอาดใบจักรอย่างสม่ำเสมอก็สามารถลดอิทธิพลของ Fouling ได้

4.6.2 Speed

เรือทุกลำมีความเร็วสามารถเริ่มเกิด Cavitation ได้เมื่อมีความเร็ว โดยเฉพาะความเร็วบริเวณปลายใบ แต่เรือควรจะใช้งานในความเร็วที่ต่ำกว่าการเริ่มเกิด Cavitation

4.6.3 Thrust

สำหรับที่มีความเร็วสูง แรงผลักไม่ควรจะเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็วเมื่อทำการเพิ่มความเร็วการวิเคราะห์สมการสำหรับค่าสัมประสิทธิ์แรงผลัก (C_T) แสดงให้เห็นว่าแรงผลักสูงๆ ที่ความเร็วเรือต่ำ การเพิ่มความเร็วรอบใบจักร ค่า (C_T) จะส่งผลต่อ Cavitation

4.6.4 Pitch

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การปรับมุมพิชของใบจักรเรือด้วยการค่อยๆ เพิ่มหรือลดมุมใบ ซึ่งเป็นการควบคุมการทำงานของระบบขับเคลื่อน การควบคุมใบจักรที่ผิดส่งผลต่อภาวะไหลดบนใบจักรสูงขึ้น ทำให้มีโอกาสเกิด Cavitation ได้

4.6.5 Depth

ค่า Cavitation เป็นฟังก์ชันกับค่าความดันสถิต การเพิ่มค่าความดันสถิต (ความลึก) จะลดการเกิด Cavitation ได้ สำหรับเรือดำน้ำความลึกจะมีผลของ Cavitation ต่อการทำงานเป็นอย่างมาก เมื่อทำงานอยู่ในช่วงน้ำตื้น ค่าความดันสถิตจะลดลง และ Cavitation จะเกิดช่วงที่ความเร็วรอบใบจักรไม่มากนักจึงทำให้ได้ค่าแรงผลักดันน้อยลง แต่ถ้าค่าความลึกเพิ่มขึ้นส่งผลต่อความดันสถิตเพิ่มขึ้น และจะทำให้ Cavitation เกิดช้าลง ดังนั้น เรือดำน้ำจึงสามารถเพิ่มความเร็วรอบของใบจักรได้ โดยที่ไม่เกิด Cavitation

5. การออกแบบใบจักรเรือ (Propeller Design)

การออกแบบใบจักรเรือเพื่อใช้กำลังขับน้อยสุดและให้ประสิทธิภาพมากที่สุด มีค่า Cavitation ต่ำสุด และเกิดการสั่นสะเทือนต่อเรือน้อยสุด จากวัตถุประสงค์ดังกล่าวต้องมีขั้นตอนการออกแบบดังนี้ Basic Design, Wake Adaptation, Design Analysis

1. Basic Design : อาศัยวิธีการกึ่งทดลอง (semi-empirical method) เช่น การใช้กราฟผลการทดลอง และผล Cavitation ของโมเดลใบจักรมาตรฐาน และใช้ทฤษฎี Simple Beam Theory, Stress Prediction, Diameter, Pitch, Blade Surface Area และ Weight of Propeller มาใช้พิจารณา

2. Wake Adaptation : อาศัยขั้นตอนการวิเคราะห์ เช่น อาศัยวิธีการ Lifting Line Methods, Simple Blade Section Design Method โดยขั้นตอนของ Basic Design จะทำให้การออกแบบสมบูรณ์ เช่นจะได้ Pitch Distribution และ Sectional Blade Shape ที่เทียบกับการไหลแบบ Non-Uniform Axial Wake Flow ต่อการไหลใช้งานจริงของใบจักร

3. Design Analysis: อาศัยขั้นตอนการวิเคราะห์ที่ซับซ้อนมากขึ้น เช่น ใช้วิธี Lifting Surface Based Methods โดยการออกแบบ Optimize วิเคราะห์ผ่าน 3-D Wake ถ้าการวิเคราะห์แสดงให้เห็นว่าไม่สอดคล้องกับเงื่อนไขการใช้งานของ Cavitation Hull Pressure แรงและโมเมนต์บนเพลลา รูปร่างหน้าตัดใบจะดำเนินการแบบ Trial and Error จนปัญหาสอดคล้องกับเงื่อนไข

5.1 พื้นฐานการออกแบบใบจักร (Propeller Design Basic)

ค่าที่เกี่ยวข้องกับการออกแบบใบจักรจะประกอบด้วย Power, Rotational Speed, Ship Speed ทั้งสามค่านี้จะถูกเลือกสำหรับการออกแบบรูปร่างของใบจักร

5.1.1 การประมาณความดันและแรงต้าน (Resistance and Power Estimation)

โดยทั่วไปเจ้าของเรือจะกำหนดว่าเรือต้องการมีความเร็วเฉลี่ยในขณะใช้งาน (Service Condition) เท่าไหร่ ในเงื่อนไขการใช้งานเรือที่สภาวะบรรทุกเต็ม และคลื่นลมทะเลปานกลาง ให้เป็นตัวแปร $V_{Service}$ ณ ขนาดกำลังเครื่องยนต์ติดตั้ง เบื้องต้นเป็นตัวอย่งในการออกแบบของเรือ High speed ในสภาวะ Trial Condition (โดยปรกติเรือจะเบาบรรทุกไม่เต็ม) ค่า V_{Trial} ณ ที่กำลังขับใดๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$V_{\text{Trial}} = V_{\text{Service}} + \delta V \quad (75)$$

เมื่อ:

$\delta V =$ คือ ความเร็วที่เพิ่มขึ้นอันเนื่องมาจากลำตัวเรือไม่สะอาด, สภาวะคลื่นที่รุนแรง และ ผลอื่นๆ

โดยทั่วไปจะมีค่าประมาณ 1 Knots ภายใต้เงื่อนไขการออกแบบว่าต้องการความเร็วเท่าไร V_{Trial} ที่กำลังเครื่องยนต์ประมาณ 85% ของ Maximum continuous power or Rating (MCR) โดยภายใต้เงื่อนไขดังกล่าวค่าแรงต้านทาน (R) และ กำลังเครื่องยนต์ (P_E) ช่วงความเร็วกำหนด ครอบคลุมความเร็ว V_{Trial} , V_{Service} จะประมาณค่าโดยใช้วิธีการข้อมูล หรือข้อมูลทางสถิติ หรือข้อมูลจากการทดลอง ค่า (P_E) คือ กำลังเครื่องยนต์ที่เงื่อนไข Trial Condition ค่ากำลังเครื่องยนต์ในสภาวะ Service condition ($P_{E,\text{service}}$) จะคำนวณได้จากสมการ

$$P_{E,\text{Service}} = (1+x)P_{E,\text{Trial}} \quad (76)$$

เมื่อ, $(1+x) =$ ค่าเผื่อทะเล (Sea Margin)

สำหรับความต้านทานของเรือจะเพิ่มขึ้นโดยประมาณ 10% หรือ 20% ในสภาวะเฉลี่ยของ Service condition ซึ่งค่าเผื่อทางทะเลเนื่องจากค่าแรงต้านทานจากภายนอก (Extra Resistance) อันเนื่องมาจากความสกปรกบนผิวเรือ บนใบจักร เนื่องจากสภาวะทางทะเล และสภาวะคลื่นลมในทะเล

อภิธานศัพท์เฉพาะ (Nomenclature)

ตัวย่อ	ศัพท์
l_m	ความกว้างปีกใบจักรเฉลี่ย
α	Angle of attack (มุมปะทะ), rad
θ	Blade position (มุมปีกใบจักร) , rad
ρ	Density (ความหนาแน่น) , kg/m^3
η	Efficiency of a propeller (ประสิทธิภาพของใบจักรเรือ)
β	Hydrodynamic pitch angle (มุมพิชปีก) , rad
ν	Kinematic viscosity (ความหนืดจลน์) , m^2/sec
σ_0	Cavitation index (ค่าโพรงอากาศ หรือ ดรรชนีโพรงอากาศ)
α_0	Zero lift angle of a blade section (ตำแหน่งมุมยกที่ศูนย์ของหน้าตัดปีกใบจักร) , rad
β_i	Induced Hydrodynamic pitch angle (มุมพิชปีกนำ) , rad
β_p	Pitch angle of a blade section (มุมพิชของหน้าตัดปีกใบจักร) , rad
Φ_p	Pitch angle of blade section (มุมพิชของหน้าตัดปีกใบจักร) , rad
A	Pitch diameter ratio (อัตราส่วนพิชใบจักร)
c_l	Chord length of blade section (ความกว้างของหน้าตัดปีกใบจักร) , m
C_D	Drag coefficient of a profile (สัมประสิทธิ์แรงลากของรูปร่างรอบนอก)
C_f	Friction coefficient of a plate (สัมประสิทธิ์ความฝืดของระนาบ)
D	Diameter of propeller (เส้นผ่านศูนย์กลางใบจักร) , m
D_n	เส้นผ่าศูนย์กลางดุมใบจักร
$\text{EAR} = \left(\frac{A_e}{A_p} \right)$	Expanded area ratio (อัตราส่วนเนื้อที่คลี่แบนปีกใบจักร)
F	เนื้อที่วงกลมของใบจักร

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตัวย่อ	ศัพท์
f	Camber (เส้นโค้งนูนใบจักรลากจากกึ่งกลางดุมใบจักรถึงปลายปีกใบจักร)
F ₀	เนื้อที่คลิ่แบนใบจักร
F _p	เนื้อที่เงาฉายปีกใบจักร
g	Acceleration of gravity (ความเร่งโน้มถ่วง) , m/sec ²
H	ทิศของใบจักร
h	Immersion of propeller shaft (ระยะจมน้ำเพล่าใบจักร) , m
$J = \left(\frac{V}{n \cdot D} \right)$	Advance ratio (อัตราเร็วก้าวหน้า)
$K_q = \left(\frac{T}{\rho n^2 D^5} \right)$	Torque coefficient (สัมประสิทธิ์แรงบิด)
k-s	Equivalent sand roughness, m
$K_T = \left(\frac{T}{\rho n^2 D^4} \right)$	Thrust coefficient (สัมประสิทธิ์แรงผลัก)
L	Lift of a blade section (หน้าตัดปีกยก) , N
L _d	Nozzle length, m
n	Number of propeller revolutions, sec ⁻¹
P	Pitch of Propeller (พิชใบจักร) , m
P ₀	Atmospheric pressure (ความดันบรรยากาศ) , N/m ²
P _D	Delivered power at propeller (แรงแม้หน้าทางเสือ) , KWh
P _v	Vapor pressure (ความดันไอ) , N/m ²
R	Outer radius of propeller, m
r	Radius of blade section (รัศมีหน้าตัดปีกใบจักร) , m
R _n	Reynolds number (ค่าเรโนลด์นัมเบอร์)
rpm	Rotation rate per minute, min ⁻¹

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไมออนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตัวย่อ	ศัพท์
t	Thickness of a blade section (ความหนาหน้าตัดปีกใบจักร) , m
t _c	ความหนาปีกใบจักรที่เพลลาใบจักร
V _a	Advance velocity of the propeller (ความเร็วก้าวหน้าของใบจักร) , m/sec
V _r	Resulting inflow velocity of a blade section (ผลความเร็วการไหลของหน้าตัดปีกใบจักร) , Sec ⁻¹
V _t	Tangential inflow velocity of a blade section (ความเร็วการไหลสัมผัสของหน้าตัดปีกใบจักร) , m/sec
x	Axis along propeller shaft in forward direction
X _R	ความเอนของปีกใบจักร
Z	Number of blades of a propeller (จำนวนปีกใบจักร)
A	Area (พื้นที่)
A _B	Expanded area of one blade (พื้นที่คลี่แบนของใบพัด)
A _D	Developed blade area (เนื้อที่คลี่แบนปีกใบจักร)
A _E	Expanded blade area (เนื้อที่ยืดออกปีกใบจักร)
A _O	Area of screw disc. (พื้นที่เส้นผ่านศูนย์กลางใบจักร)
A _p	Projected blade area ratio. (อัตราส่วนเนื้อที่เงาฉาย)
A _s =ast _c	Area of cylindrical blade section (square inches)
a	Axial inflow factor
a	Axial induced velocity factor
a'	Angular inflow factor
a'	Tangential induced velocity factor
$a_B = \frac{4A_B}{\pi D^2}$	Expanded area ratio of one blade

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตัวย่อ	ศัพท์
$a_{B.2} = \frac{4A_{B.2}}{\pi D^2}$	Expanded area ratio of one blade (boss diameter ratio 0.2)
$a_D = \frac{4A_D}{\pi D^2}$	Developed blade area ratio
$a_E = \frac{4A_E}{\pi D^2}$	Expanded blade area ratio
$a_{E.2} = \frac{4A_{E.2}}{\pi D^2}$	Expanded blade area ratio (boss diameter ratio 0.2)
$a_p = \frac{4A_p}{\pi D^2}$	Projected blade area ratio
$a_s = \frac{A_s}{t_c}$	Blade section area factor
B	Number of blades
B_M	Maximum blade width
B_m	Mean blade width
$B_p = \frac{N}{V_A^2} \sqrt{\frac{\xi_R DHP}{sV_A}}$	Power Coefficient (DHP)
$B_U = \frac{N}{V_A^2} \sqrt{\frac{THP}{sV_A}}$	Power Coefficient (THP)
BHP	Brake horse power
$b_M = \frac{B_M}{D}$	Maximum blade width ratio
$b_m = \frac{B_m}{D}$	Mean blade width
C	Chord of expanded blade section
C_x	Chord of expanded blade section at the radius fraction x.
$C_D = \frac{D_g}{0.5\rho Av^2}$	Drag coefficient
$C_L = \frac{L}{0.5\rho Av^2}$	Lift coefficient
C_{Lm}	Lift coefficient due to camber ; (viscous fluid)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตัวย่อ	ศัพท์
C_{LS}	Lift coefficient (corrected for curvature of flow) ;(viscous fluid)
C_{la}	Lift coefficient due to incidence ;(viscous fluid)
C_l	Lift coefficient ;(non-viscous fluid)
C_{li}	Lift coefficient (ideal value) ;(non-viscous fluid)
C_{lm}	Lift coefficient due to camber ; (non-viscous fluid)
C_{ls}	Lift coefficient (corrected for curvature of flow) ;(non-viscous fluid)
C_{la}	Lift coefficient due to incidence ;(non-viscous fluid)
C_M	Maximum value of chord
C_m	Mean value of chord (taken between particular radius fraction and blade tip)
$\frac{C}{D}$	Chord ratio
$C_p = \frac{2\pi nQ}{0.5\rho A_o v_A^3}$	Torque power coefficient
C_{pi}	Torque power coefficient (non-viscous fluid)
$C_v = \frac{T}{0.5\rho A_o v_A^2}$	Thrust power coefficient
C_{vi}	Thrust power coefficient (non-viscous fluid)
©	Resistance coefficient
D	Diameter of screw
D_B	Diameter of boss
D_S	Diameter of shaft
D_g	Drag force
$DHP = \frac{2\pi nQ_B}{550}$	Delivered horsepower

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตัวย่อ	ศัพท์
$DHP_o = \xi_r \cdot \frac{2\pi n Q_B}{550}$	Delivered horsepower(uniform flow in open water)
DHP_s	Delivered horsepower (service)
DHP_T	Delivered horsepower (trail)
DHP_F	Delivered horsepower (fresh water)
$d_B = \left(\frac{D_B}{D} \right)$	Boss diameter ratio
dhp_o	Delivered horsepower(model screw in uniform flow in open water)
E, F, H, K	General coefficients or constants
$EHP = \frac{Rv_s}{550}$	Effective horsepower
EHP_M	Effective horsepower (apparent value , as predicted from hull resistance experiments)
$EHP_s = f_s EHP_T$	Effective horsepower(service)
$EHP_T = f_M f_A EHP_M$	Effective horsepower(trial)
e	Saturated vapor pressure
$F = \frac{Q}{r}$	Torque force
F_c	Centrifugal force
$F_n = \frac{v_s}{\sqrt{g \cdot L}}$	Froude number
$F_i = \frac{Q_i}{r}$	Torque force (non-viscous fluid)
$F_Q = \frac{k_q}{k_Q}$	Torque comparison factor

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตัวย่อ	ศัพท์
$F_T = \frac{k_t}{k_T}$	Thrust comparison factor
$F'_Q = \frac{k'_q}{k'_Q}$	Torque comparison factor ; (blade section element values $x=0.7$ radius fraction)
$F'_T = \frac{k'_t}{k'_T}$	Torque comparison factor ; (blade section element values $x=0.7$ radius fraction)
f_A	Appendage factor
f_F	Irregular flow factor
f_M	Ship-model correlation factor
f_o, f_c	Overall cavitation number correction factors
$f_Q = \frac{k_Q}{k'_Q}$	Overall torque factor
$f_T = \frac{k_T}{k'_T}$	Over thrust factor
$f_w = 1 - w$	Wake correction factor
G	Centroid of blade section
$g = \frac{\pi \cdot x}{(BC/D)}$	Gap factor
g	Acceleration due to gravity
H_c	Curvature correction factor (Hill)
H_T	Tip correction factor (Hill)
h	Helical length
\bar{h}	Helical distance from blade section centroid to a line at the section tail normal to the chord line
h_T	Helical distance from blade section leading edge to rake datum

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไมออนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตัวย่อ	ศัพท์
	line
h_M	Helical distance from blade section leading edge to position of maximum camber.
h_T	Helical distance from blade section leading edge to position of maximum thickness.
h_t	Helical distance from blade section centroid to maximum thickness ordinate.
I	Immersion to screw axis
I_T	Immersion to blade tip (minimum value)
I_N	Moment of inertia of blade sectional element about an axis through the centroid parallel to the chord line.
I_P	Moment of inertia of blade sectional element about an axis normal to the chord line.
I_p	Polar moment of inertia.
I_{pB}	Polar moment of inertia of one blade
I_{pH}	Polar moment of inertia of boss.
I_{pS}	Polar moment of inertia of screw
$J = \frac{v_A}{n \cdot D}$	Advance coefficient of screw
$J_s = \frac{v_s}{n \cdot D}$	Advance coefficient related to speed of hull v_s
K_c	Cavitation factor (Lerbs)
$K_E = k_1 k_2$	Curvature correction factor.
$K_A(k_Q) = \frac{Q_B}{\rho n^2 D^5} \left(\frac{Q_o}{\rho n^2 D^5} \right)$	Torque coefficient, non-uniform flow, behind a hull (uniform flow in open water).
$K_T(k_T) = \frac{T}{\rho n^2 D^4}$	Thrust coefficient, non-uniform flow, behind a hull (uniform flow in open water). ; (for thrust identity wake $T_o = T_B, K_T = k_t$)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านอื่นๆ
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตัวย่อ	ศัพท์
$k_P = \frac{k_Q}{J^3}$	Torque coefficient
$k_U = \frac{T}{\rho v A^2 D^2}$	Thrust coefficient or thrust loading coefficient.
$k_{v0} = \frac{T}{\rho v_{r0.7}^2 D^2}$	Thrust coefficient or thrust loading coefficient.
k_{Qi}	Torque coefficient (non-viscous fluid)
k_{Ti}	Thrust coefficient (non-viscous fluid)
$k_q = F_Q k_Q$	Torque coefficient (non-basic screw)
$k_t = F_T k_T$	Thrust coefficient (non-basic screw)
$k'_Q = \frac{d}{dx} k_Q$	Blade section element torque coefficient
$k'_{Qi} = \frac{d}{dx} k_{Qi}$	Blade section element torque coefficient (non viscous fluid)
$k'_T = \frac{d}{dx} k_T$	Blade section element thrust coefficient
$k'_{Ti} = \frac{d}{dx} k_{Ti}$	Blade section element thrust coefficient (non viscous fluid)
$k'_{Q0.7} = \frac{k_Q}{f_Q}$	Blade section element torque coefficient (x=0.7 radius fraction)
$k'_{T0.7} = \frac{k_T}{f_T}$	Blade section element thrust coefficient (x=0.7 radius fraction)
k_M	Curvature correction factor (van Manen)
$k_1 k_2 = K_E$	Curvature correction factor (Eckhardt and Morgan)
L	Lift force
L_B	Length of a screw boss
L_H	Lift correction factor
$L_m = \mu l_m$	Lift-camber factor

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตัวย่อ	ศัพท์
l	Distance between two point
l_i	Ideal lift-camber (non-viscous fluid)
l_m	Lift-camber factor (non-viscous fluid)
l_a	Ideal incidence-lift factor
M_N	Combined thrust and torque bending moment about the expanded blade section normal to the chord line.
M_P	Combined thrust and torque bending moment about the expanded blade section parallel to the chord line.
M_Q	Tangential bending moment due to torque force.
M_R	Centrifugal bending moment due to blade rake
M_T	Axial bending moment due to thrust
m	Maximum ordinate of mean line
$\frac{m}{c}, \frac{m}{t}$	Camber ratios.
$\frac{m_i}{c}, \frac{m_t}{c}$	Camber ratios corresponding to ideal incidence.
$\frac{m_l}{c}$	Camber ratios corresponding to ideal incidence.(corrected for curvature of flow).
N	Rate of rotation (revolutions per minute).
N_F	Rate of rotation of full-scale screw (revolutions per minute).
N_M	Rate of rotation of full-scale screw-corrected for scale effect (revolutions per minute).
N_O	Rate of rotation-optimum value (revolutions per minute).
N_S	Rate of rotation-service conditions (revolutions per minute).
N_T	Rate of rotation-trial conditions (revolutions per minute).
n	Rate of rotation (revolutions per second).

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้สำหรับโรงเรียนเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้เผยแพร่ไปใช้ประโยชน์ด้านธุรกิจ
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตัวย่อ	ศัพท์
P	Geometric pitch
P _E	Effective pitch
P _F	Face pitch
P _h	Hydrodynamic pitch
P _L	Lifting surface pitch correction
P _M	Maximum pitch
P _m	Mean pitch
P _T	Pitch at blade tip
p	Static pressure
$p = \frac{P}{D}$	Geometric pitch ratio
p _c	Pitch ratio for equal camber
$p_E = \frac{P_E}{D}$	Effective pitch ratio
$p_F = \frac{P_F}{D}$	Face pitch ratio
$p_h = \frac{P_h}{D}$	Hydrodynamic pitch ratio
$p_M = \frac{P_M}{D}$	Maximum pitch ratio
$p_m = \frac{P_m}{D}$	Mean pitch ratio
$p_T = \frac{P_T}{D}$	Tip pitch ratio
p _l	Local static pressure
p' _l	Local static pressure (minimum value)
(p ₀ -e)	Static pressure at screw axis
(p _T -e)	Static pressure at blade tip (minimum value)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้วยวิธีการ

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตัวย่อ	ศัพท์
(p_{x-e})	Static pressure at radius fraction x (minimum value)
Q	Torque
Q_B	Torque (non-uniform flow behind a hull)
Q_0	Torque (uniform flow in open water)
Q_i	Torque (non-viscous fluid)
$q = 0.5\rho v^2$	Local dynamic pressure
$R = \frac{D}{2}$	Tip radius
R	Force required to overcome resistance of hull and air resistance of superstructure
R_n	Reynolds number
$r = x \cdot R$	Radius of blade section element
$r_B = x_B R$	Boss radius or root radius
r_C	Radius of curvature
r_N	Nose radius
\bar{r}	Radius co-ordinate of centre of gravity of screw blade.
S	Slip ratio
S	Stress (pound per square inch)
S_B	Stress at the extremity of the maximum thickness ordinate at the blade back (pound per square inch)
S_E	Stress at the extremity of intersection of the chord line and section tail (pound per square inch)
S_F	Stress at the extremity of the maximum thickness ordinate at the blade face (pound per square inch)
S_N	Stress at the extremity of intersection of the chord line and the

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตัวย่อ	ศัพท์
	section nose (pound per square inch)
S_M	Simpson's multiplier
S_1, S_2, S_3, S_4, S_5	Taylor strength criterion (coefficients)
S_C, S'_C, S_T, S'_T	Taylor strength criterion (stresses).
SHP	Shaft horsepower
s	Specific gravity ($s=1.026$, salt water).
T	Thrust
T_B	Thrust (non-uniform flow behind a hull)
T_O	Thrust (uniform flow in open water)
T_i	Thrust (non-viscous fluid)
THP	Thrust horsepower
THP_F	Thrust horsepower (fresh water)
t	Thrust deduction fraction
t	Maximum cylindrical thickness of a blade sectional element
$\frac{t}{C}, \frac{t}{D}$	Thickness ratio
t_A	Equivalent blade thickness at screw axis
t_C	Edge thickness
t_m	Mean cylindrical blade thickness
t_T	Tip thickness
thp_o	Thrust horsepower (model screw in uniform flow in open water)
u_{N2}	Induced velocity at screw
u_{A2}	Axial component of induced velocity at screw
u_{T2}	Tangential component of induced velocity at screw

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นิยมนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตัวย่อ	ศัพท์
V_A	Speed of advance of screw (knots)
V_S	Speed of hull (knots)
v_A	Speed of advance screw (feet per second)
v_{Ax}	Mean speed of advance of screw at the radius fraction x.
v_C	Circulation velocity
v_t	Local velocity
v'_t	Local velocity (maximum value)
v_R	Resultant velocity at a blade sectional element
$v_{R0.7}$	Resultant velocity at the x=0.7 radius fraction.
v_r	Approximate resultant velocity (neglecting induced velocities) at a blade sectional element.
$v_{r0.7}$	Approximate resultant velocity at the x=0.7 radius fraction
W_B	Weight of a screw blade
W_H	Weight of a screw boss
w	Density
w	Wake fraction (Taylor-thrust identity)
w_Q	Wake fraction (Taylor-torque identity)
w_F	Wake fraction (Froude)
w_x	Mean local wake fraction at radius fraction x.
X, Y, Z	Axes of co-ordinates
x, y, z	Co-ordinates.
$x = \frac{r}{R}$	Radius fraction
$x_B = \frac{r_B}{R}$	Radius fraction at boss radius

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตัวย่อ	ศัพท์
$x = \frac{\bar{r}}{R}$	Radius position of centre of gravity of blade expressed as a radius fraction
y_m	Mean line ordinate
y_o	Fairing shape ordinate
$y'_B = y_o + y_M$	Blade section ordinate from chord line to blade back.
$y'_F = y_o - y_M$	Blade section ordinate from chord line to blade face.
y_N	Maximum value of y'_F
$y_B = y_N + y'_B$	Blade section ordinate from pitch datum line to blade back.
$y_F = y_N - y'_F$	Blade section ordinate from pitch datum line to blade face.
y_1, y_2	Ordinates defining nose radius centre
\bar{y}	Distance from the blade section centroid to a line parallel to the chord line and tangential to the section face at the maximum thickness ordinate.
\bar{y}_c	Distance from the blade section centroid to chord line.
z_R	Axial co-ordinate of blade section centroid
\bar{z}	Axial co-ordinate of centre of gravity of blade
α	Angle of incidence
α_i	Ideal value of angle of incidence
α_L	Angle of incidence due to lifting surface correction
α_{NT}	Angle of nose-tail slope.
α_o	Angle of zero lift
α_{oT}	Angle of zero lift (non-viscous fluid)
α^v	Angle of incidence due to viscosity correction
β	Advance angle

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อเผยแพร่ให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตัวย่อ	ศัพท์
β_i	Hydrodynamic pitch angle
Γ	Circulation
$\gamma = 1 + \left(\frac{x\pi}{J}\right)^2$	Approximate resultant velocity conversion factor
$\gamma_{0.7} = 1 + \left(\frac{2.2}{J}\right)^2$	Approximate resultant velocity conversion factor (x=0.7 radius fraction).
$\gamma' = \left(\frac{v_R}{v_A}\right)^2$	Resultant velocity conversion factor
$\gamma'_{0.7} = \left(\frac{v_{R0.7}}{v_A}\right)^2$	Resultant velocity conversion factor (x=0.7 radius fraction)
Δ	Displacement of hull (tons)
∇	Volume of displacement of hull
$\delta = \frac{N \cdot D}{V_A}$	Speed coefficient
δ_o	Speed coefficient (optimum value)
$\varepsilon = \frac{C_D}{C_L}$	Drag-lift ratio
$\eta = \frac{THP}{DHP}$	Screw efficiency
η_i	Screw efficiency (non-viscous fluid)
η_o	Screw efficiency (uniform flow in open water)
$\eta_B = \xi_R \eta_o$	Screw efficiency (non-uniform flow behind a hull)
$\eta_p = \xi_p \eta_o$	Propulsive efficiency
θ	Angular co-ordinate
k	Blade number factor (Goldstein).

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตัวย่อ	ศัพท์
$\lambda = \frac{v_A}{\pi n D}$	Advance ratio of screw.
$\lambda = \frac{v_{Ax}}{\pi n D}$	Advance ratio of blade element at radius fraction x.
$\lambda_i = x \cdot \tan \beta_i$	Induced advance ratio
$\lambda_s = \frac{v_s}{\pi n D}$	Advance ratio of screw related to speed of hull
μ	Viscous factor
μ_c	Viscous factor as applied to cavitation number.
μ_A	Viscous factor as applied to angle of zero lift
μ_M	Viscous factor as applied to camber ratio
μ_s	Viscous factor as applied to slope of lift-incidence curve.
ν	Kinematic viscosity.
$\xi_H = \frac{\eta_P}{\eta_B}$	Hull factor.
$\xi_P = \frac{\eta_P}{\eta_o}$	Overall hull factor of propulsive factor
$\xi_R = \frac{\eta_B}{\eta_o}$	Relative flow factor.
ρ	Mass density ($\rho = 1.938$ fresh water, 1.988 salt water)
$\sigma = \frac{2(p - e)}{\rho v^2}$	Cavitation number.
$\sigma_A = \frac{2(p_o - e)}{\rho v_A^2}$	Cavitation number (static pressure at screw axis, dynamic pressure for speed of advance)
$\sigma_{AT} = \frac{2(p_T - e)}{\rho v_A^2}$	Cavitation number (static pressure at blade tip, dynamic pressure for speed of advance)
$\sigma_{Ax} = \frac{2(p_x - e)}{\rho v_A^2}$	Cavitation number (static pressure at radius factor x., dynamic pressure for speed of advance)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตัวย่อ	ศัพท์
$\sigma_N = \frac{2(p_o - e)}{\rho(0.7\pi nD)^2}$	Cavitation number (static pressure at screw axis, dynamic pressure for speed of rotation at x=0.7 radius fractions)
$\sigma_p = \frac{2(p - p_1')}{\rho v_R^2}$	Pressure minima cavitation number.
$\sigma_R = \frac{2(p_o - e)}{\rho v_{r0.7}^2}$	Cavitation number (static pressure at screw axis, dynamic pressure for approximate resultant velocity at radius fraction x=0.7)
$\sigma_S = \frac{2(p_x - e)}{\rho v_R^2}$	Blade section cavitation number (static pressure at radius fraction x., dynamic pressure for resultant velocity)
$\tau = \frac{t_A}{D}$	Blade thickness ratio
$\tau_B = \frac{k_T}{K_Q}$	Screw performance factor (non-uniform behind a hull)
$\tau_o = \frac{k_T}{k_Q}$	Screw performance factor (uniform flow in open water)
$\tau_c = \frac{2T}{\rho A_p v_{r0.7}^2}$	Thrust-loading coefficient (Burrill)
ϕ	Geometric pitch angle
ϕ_F	Face pitch angle
Ψ_D	Shaft declivity angle
Ψ_E	Effective rake angle
Ψ_R	Blade rake angle
Ψ_S	Shaft spread angle
ω	Angular velocity
A_{B2}	Expanded area of one blade (boss diameter ratio 0.2) (พื้นที่คลีแบนของใบพัด[อัตราส่วนเส้นผ่านศูนย์กลางดุมใบจักร0.2])
A_{E2}	Expanded blade area (boss diameter ratio 0.2) (เนื้อที่ยึดออกปีกใบจักร[อัตราส่วนเส้นผ่านศูนย์กลางดุมใบจักร0.2])

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตัวย่อ	ศัพท์
$B_T=0.782B_U$	Power Coefficient (THP)
$I_{0.8}$	Immersion to $x=0.8$ radius fraction (minimum value).

หมายเหตุ

- ค่าสัมประสิทธิ์ที่เกี่ยวข้องเกี่ยวกับกำลังพลัก (Thrust) จะเหมือนกันกับ กระแสวน (Wake) นั่นคือ $(T_O = T_B = t, Q_o = \xi_R Q_B)$.



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



ภาคผนวก จ.

ผลงานวิจัยที่ได้รับการตีพิมพ์เผยแพร่

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

A Method for Design 3 Blade Type and Testing Optimum Cavitation of Tailing Thai Boat

Jaruphant Noosomton^{1,a*} and JarruwatCharoensuk^{1,b}

¹Faculty of Engineering, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, Bangkok, 10520, Thailand

^a e-mail: imcjrnrn@src.ku.ac.th, ^b e-mail: kcjaruw@kmitl.ac.th

Keywords: Propeller design, Optimum ship propeller, Cavitation number.

Abstract. This paper presents a method for optimized cavitation of 3-blade type ship propeller. Cavitation flow is investigated around ship propellers experimentally. Testing of two different types of new model propellers and local type propellers are performed in this study. A 3-blades, skew angle 20 degree, developed area 50 and 35, so called model A (B3-20-50), and model B (B3-20-35) respectively, and finally a local type propeller popular used among local fisherman are compared. The results are presented in characteristic curves are related pictures. Finally, the results are discussed, Model A and B is investigated based on existing experimental results. In addition, model C is a comparison validation to non-optimum for used to shallow-fishery and tailing Thai boat. A practical method was achieved by combining a vortex lattice lifting method and lifting surface method. The optimum circulation distribution yielding the maximum lift-to-torque ratio was computed for given thrust and chord lengths along the radius of the propeller by dividing the blade into a number of panels extending from hub to tip. The radial distribution of bound circulation could be computed by a set of vortex elements that have constant strengths. The cavitation phenomenon is appear to monograph of model A and B the better model C (local type), such as, the cavitation prediction on a hydrofoil is carried out in both steady and unsteady states. The results show good agreement in comparison with available experimental data. Furthermore, the propeller cavitation breakdown is well reproduced in the proceeding. The overall values suggest that the present approach is a practicable tool for predicting probable cavitation on propellers during design processes.

Introduction

Cavitation flows are highly complicate because it is a rapid phase change phenomenon, which often occurs in the high-speed or rotating fluid machineries. It is well known that the cavitating flows is of great consideration in the design process of marine propellers and must be optimized for specified operating condition.

Although computational fluid dynamics has played an important role in design process of marine propellers for more than two decades, a conventional design method so-called "the lifting line method" is still widely used in marine industry. With this design method, the blade shape is replaced by an infinitely thin surface which takes the form of the blade camber line upon which a distribution of vortices is placed in both the spanwise and chord directions. The method of this type used this basis for their formulations and the solution of the flow in many ways of the thin blades. Additionally, the vortex lattice method is adopted as part of the lifting surface method. It is discretized from the continuous distributions of vortices and sources which are replaced by a finite set of straight line elements of constant strength whose end points lie on the blade camber surface. From this system of line vortices, the velocities are computed at a number of suitably located control points between the elements. Their distributions at time and space have to be determined using the boundary conditions of the flow condition being analyzed. The source distributions, however, being independent of time, and their distribution over the blade is established using a strip-wise application of thin blade at each of the radial positions.

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

When applied for the design of blade, the geometry of the blade is only partially known in so far as the radial distributions of chord, while rake skew and section thickness distributions are known. The radial distribution of pitch and the chord-wise and radial distribution of camber remain to be determined. In order to solve the new design the source and vortex distributions representing the blades and their wake need to be placed on suitable reference surfaces to enable the induced velocity field. Linear theories assume that the perturbation velocities due to the propeller are small compared with the inflow velocities. However, the real viscous and turbulent behavior of flow shows the phenomenon of divergence with this design method, for instance, in the calculation of the radial loading parameter. If this carry a stage further the divergence becomes increasingly larger when using this method for determination of camber and angle of attack and hence section pitch. This is in part due to the variety of correction procedure adopted for the lifting line method which, a conceptual way, the basis of the lifting surface method.

The design methodology for low-speed propeller as normally used in shallow fishery in developing world has, however, been at the early stage and far from those normally performed in design and analysis of propeller blade in marine industry. This paper aims to show technique of vortex lattice lifting method and lifting surface method which have not yet been used for low-speed diesel engine driven propellers for tailing boat. The blade obtained from this preliminary design method will then be analyzed using Computational Fluid Dynamics (CFD) which will be presented in separated paper.

In this paper, the cavitating performance and open water performance of Tailing Thai Boat: 3 Blade type was numerically simulated. The effect of non-condensable gas mass fraction of predicted cavitating performance was mainly studied. The predicted cavity shapes were in good agreement with comparison the local domestic propeller. Which the tailing Thai boat used low-diesel engine by the researcher observation and result on open literature.

Descriptions and Numerical Method

Description of Propeller Performance Characterization; Dimensional Attributes: Diameter [D] Overall diameter of the propeller, Rotation rate [N] rotational speed of the propeller in rps., Density [ρ] Fluid density, Thrust [T] Propeller axial thrust force, Torque [Q] Propeller shaft torque, Ship speed [V_s] Ship velocity, Inflow velocity [V_a] Mean inflow velocity Non-Dimensional Characterization of propeller performance:

$$J = \frac{V_a}{ND} \quad \text{Advance Coefficient}$$

$$K_T = \frac{T}{\rho N^2 D^4} \quad \text{Thrust Coefficient}$$

$$C_T = \frac{2T}{\rho A V_a} \quad \text{Thrust Coefficient, (A= Propulsion area)}$$

$$K_q = \frac{Q}{\rho N^2 D^5} \quad \text{Torque Coefficient}$$

$$\eta_o = \frac{T \cdot V_a}{2\pi N Q} \quad \text{Propeller Efficiency}$$

$$\eta_t = \frac{R_t \cdot V_s}{2\pi N Q} \quad \text{Propulsive Efficiency, (R}_t\text{=Total Ship resistance)}$$

Integral Formulation

Consider a right hands propeller rotating with constant angular velocity ω in a axisymmetric incoming flow field V_∞ it same conclusion can be drawn for the simpler case of a wing subjected to an uniform inflow, neglecting the angular velocity term. In the (x_p, y_p, z_p) coordinate system that

rotates with the propeller, the total velocity vector V can be written as the sum of the relative undisturbed inflow V_{rel} and the perturbation potential velocity q_{ind} , due to the velocity influence of the propeller itself on the velocity field:

$$V = V_{rel} + q_{ind} \quad (1)$$

Where the relative velocity V_{rel} , in the propeller reference system, can be written as:

$$V_{rel} = V_{\infty} - \omega \times r \quad (2)$$

With the assumption of an inviscid flow, irrotational flow and incompressible fluid, the perturbation velocity can be written in terms of a scalar function, the perturbation potential, which satisfies the Laplace equation:

$$q_{ind} = \nabla \phi, \quad \nabla^2 \phi = 0 \quad (3)$$

By applying Green's second identity for the perturbation potential, the differential problems (3) can be written in integral form with respect to the potential ϕ_p at every point p laying on to the geometry boundaries. The perturbation potential ϕ_i represents the internal perturbation potential, that must be set equal to zero in order to simulate fluid at rest inside the boundaries of all the bodies subject to the external inflow (Blade, hub).

$$2\pi\phi_p = \int_{S_B+S_{CB}} [\phi_q - \phi_{q_i}] \frac{\partial}{\partial n_q} \frac{1}{r_{pq}} dS - \int_{S_B+S_{CB}} \left[\frac{\partial \phi_q}{\partial n_q} - \frac{\partial \phi_{q_i}}{\partial n_q} \right] \frac{1}{r_{pq}} dS + \int_{S_w} \Delta \phi_q \frac{\partial}{\partial n_q} \frac{1}{r_{pq}} dS \quad (4)$$

When subscript q corresponds to the variable point in the integration, n is the unit normal to the boundary surfaces and r_{pq} is the distance between points p and q . equation (4) expresses the potential on the propeller blade as a superposition of the potential induced by a continuous distribution of the sources on the blade and hub surfaces and a continuous distribution of dipoles on the blade, hub and wake surface that can be calculated, directly, via boundary conditions, or indirectly inverting equation (4).

Boundary Conditions

For the solution of equation (4) a certain number of boundary conditions must be applied. Different approaches are possible: a fully linear approach, in which cavity velocities can be considered enough small to allow linearization of boundary conditions or a fully nonlinear one, in which singularities are located on the cavity surface that need to be found iteratively. On the other hand, assumed on the wetted part of the body the kinematic boundary condition holds and allows defining the source strengths in terms of the known inflow velocity relative to the propeller reference system:

$$\frac{\partial \phi_q}{\partial n_q} = -V \cdot n_q \quad (5)$$

At the blade trailing edge the Kutta condition states that the flow must leave with a finite velocity or that the pressure jump at the blade trailing edge must be zero. In a steady problem, the Kutta condition allows to write the dipole intensities, constant along each streamlines, on the wake, first, applying the "linear" MorinoKutta condition:

$$\Delta \phi_{T.E.} = \phi_{T.E.}^U - \phi_{T.E.}^L + V_{rel} \cdot r_{T.E.} \quad (6)$$

When the subscripts U and L stand for the upper and the lower face of the trailing edge. After, the zero pressure jumps can be achieved via an iterative scheme. In fact the pressure difference at trailing edge at each m streamlines is a non linear function of dipole intensities on the blade:

$$\Delta p_m(\phi) = P_m^U(\phi) - P_m^L(\phi) \quad (7)$$

Full Cavitation Model

The mixed density is controlled by vapor volume fraction f :

$$\frac{1}{\rho_m} = \frac{f}{\rho_v} + \frac{1-f}{\rho_l} \quad (8)$$

The vapor transport equation is written as:

$$\frac{\partial(\rho_m f)}{\partial t} + \nabla(\rho_m \bar{v} f) = \nabla(\mu_t \nabla f) + R_e - R_c \quad (9)$$

Where p_v and p_l are the density of vapor and liquid, respective, R_e and R_c are the rates of vapor generation and condensation, respectively. To solve the equation, R_e and R_c need to be given. Singhal et.al.(2002) derived the expressions of R_e and R_c , For this figure (1) shows Lab. water tunnel and draft drawing.

$$R_e = -C_e \frac{\sqrt{k}}{S} \rho_l \rho_v \left(\frac{2}{3} \frac{p_v - p}{\rho_l} \right)^{\frac{1}{2}} (1 - f_v - f_g), \quad p < p_v \quad (10)$$

$$R_c = C_c \frac{\sqrt{k}}{S} \rho_l \rho_l \left(\frac{2}{3} \frac{p - p_v}{\rho_l} \right)^{\frac{1}{2}} f_v, \quad p > p_v \quad (11)$$

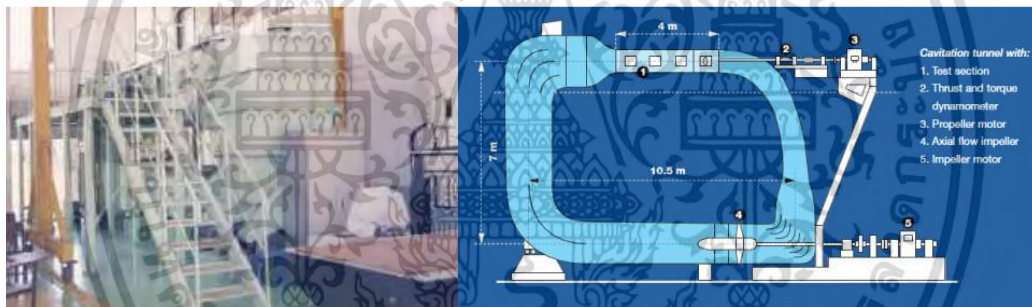


Figure 1. Lab. Water Tunnel and Draft Drawing

Lifting Line Designed Propellers

In 1952, H W Lerbs^[2] introduced a new method for calculating propellers named “lifting line”. Lerbs proposed to substitute the propeller blade with a so-called lifting line along which the radial distribution of lift is calculated under the influence of a number of trailing vortices. This was a new step forward in which the radial distribution of circulation (resembling lift or thrust) could be specified in order to obtain the optimum efficiency. An important difference from early days was the possibility to include the influence of the wake field. But the most consequential difference was the option to select profile section at each radius which could not only result in the optimum circulation/lift but which could also be selected with a combination of camber and pitch to achieve optimum cavitation performance, with the publication of the NACA airfoil sections. Series at almost the same time, a powerful tool was emerging, which for the first time could give the propeller designer a possibility to design a propeller with respect to cavitation aspects. See (Fig.2)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

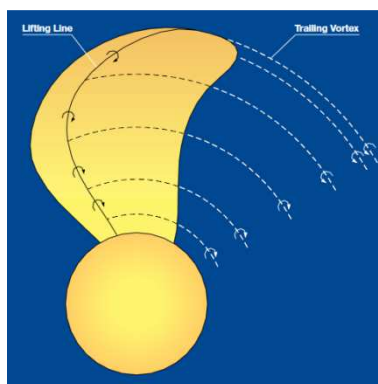


Figure2. Principle of the “lifting line” calculation model[2]

Evaluation of the cavitation was facilitated by the work of T Brockett^[3] who, for the above NACA airfoil sections, calculated a series of charts from which the onset of cavitation could be determined. Only the onset of cavitation could be calculated-not the degree of the chord-wise extension over the blade surface. As already mentioned a certain level of cavitation must regrettably be accepted on most merchant vessels in order not to compromise the efficiency too much. To overcome this obstacle, a method was devised by MAN B&W^[4] to calculate the chord-wise distribution of lift by using a conformal mapping technique. As a result the cavitation could be a truly integrated part of the design process for the first time. One disadvantage of the lifting line model lies in the nature of the method. The substitution of the blade with a lifting line implies that the chord-wise extension of the lift is not directly included in the solution. After the appearance of the lifting surface method, a set of correction factors has been published^[5,6] which can be incorporated into the lifting line model to improve the calculation accuracy.

Lifting Surface Designed Propellers

An improvement of the lifting line model was developed in the 1980's (Greeley and Kerwin^[7]) in an effort to overcome the shortcomings of the inadequate treatment of chord-wise lift of the lifting line method as well as to include the influence of skew and rake. The method distinguishes itself from the lifting line, in the way it models the propeller blade. The surface of the blade is subdivided into a number of elements describing the surface, and on which a boundary condition of no through-flow is prescribed. To model the strength of the circulation/lift a distribution of vortices are located on the mean surface, and to include the effect of induced drag, a number of free trailing vortices are shed from each element. The method proved valuable in contribution to the understanding of skew and in particular its influence on pitch, camber and thickness which the lifting line had failed to do, without the inclusion of lifting surface correction factors. As with the lifting line method, the lifting surface method is sensitive as to how the trailing wake is modeled. This is especially important for heavily loaded propellers. See Figure (3).

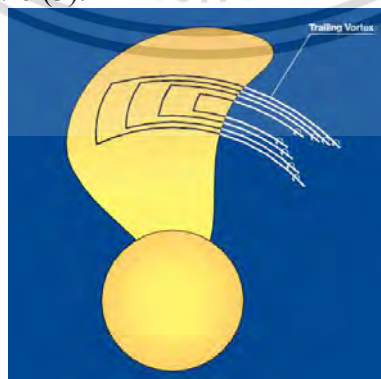


Figure3. Principle of the “lifting surface” calculation model[2]

Blade Design

Which all preconditions set the blade design can proceed. The main objective within the constraint mentioned earlier is to obtain as high a TPE as possible and to suppress the cavitation to an acceptable level. However, for a fixed propeller diameter the only part-efficiencies being influenced

by the blade design are the open water efficiency and the relative rotate efficiency. It is a common belief among propeller designers that the two design objectives are in contradiction to each other and consequently must be balanced to get a compromised design. But today some design features are available which can be applied to reduce the cavitation without sacrificing the efficiency. To build up a propeller blade, the complicated 3-dimensional form is usually reduced into 2-dimensional elements which are then adjusted during the design process.

Results and Discussion

The main purpose of testing the propeller models in the water tunnel of type new-design and type local domestic in Thailand (Table.1) for comparison behavior of occur bubble and test efficiency is determination of the characteristic curves under cavitation and non-cavitation conditions, usually characteristic curves are variations of thrust and torque coefficients, with respect to the advance coefficient. In obtaining the characteristic curves (Fig. 4, Fig. 5) the rotational speed is kept constant and advance velocity is varied in the range of allowable water tunnel flow speed (e.g., in the current water tunnel, 0 - 3.5 m/s). Thus, different values for the advance coefficient are obtained. In the non-cavity test, the static pressure is constant at the value of the usual operating pressure.

Table1. Principal particular of new design Model-A, model-B and Model-C (Local type)

Model Name	Model-A(3-20-50)	Model-B (3-20-35)	Model-C(Local)
Number of blades	3	3	2
Diameter (m)	0.24	0.24	0.25
P/D	0.866	0.941	-
$EAR=A_F/A_O$	0.50	0.35	~0.50
Skew Angle (degree)	20	20	~21
Open W. eff.	0.690	0.738	-
Cavity at 0.7R	1.5634	1.7621	-

The reason behind the above mentioned procedure lies in the type of dimensional analysis that is used for deriving non-dimensional coefficients in characteristic curves. The necessary dimensional analysis for open water conditions has been stated.

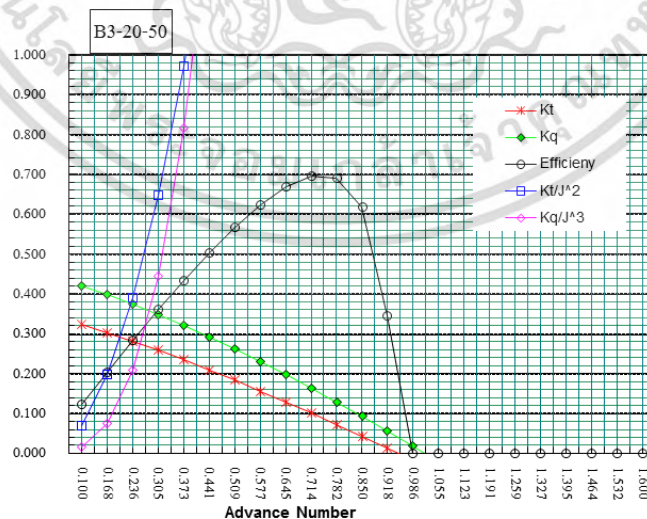


Figure4. Characteristic curve of model A;(B3-20-50)

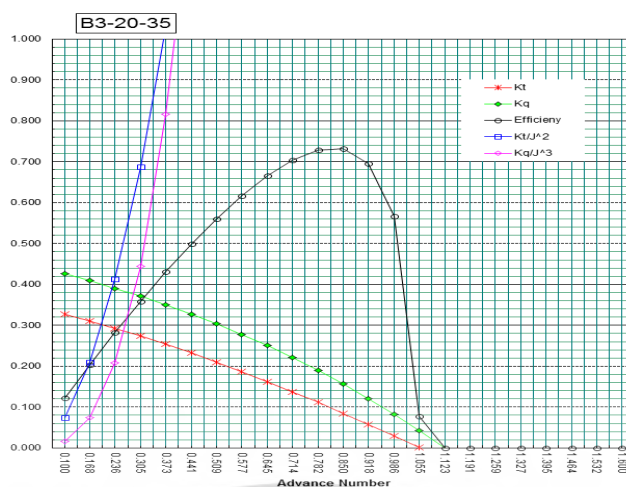


Figure5. Characteristic curve of model B;(B3-20-35)

In cavitation tests, two kinds of curves are derived. One is the characteristic curve in a constant cavitation number, which is used to show the deviation of torque and thrust from a non-cavitating state. The second is the diagram of torque and thrust coefficients on the basis of the cavitation number, which is used to show the cavitation breakdown analysis. In cavitation tests, the static pressure and advance velocity inside the cavitation tunnel test section are lowered gradually in order to sketch the required diagrams. Figure 6(a) depicts the installation of the propeller on tailing Thai Boat and Figure.6(b) shows the installation of the propeller inside the water tunnel.



Figure6. (a) Illustrations of Tailing Thai Boat with 2-blades type propeller

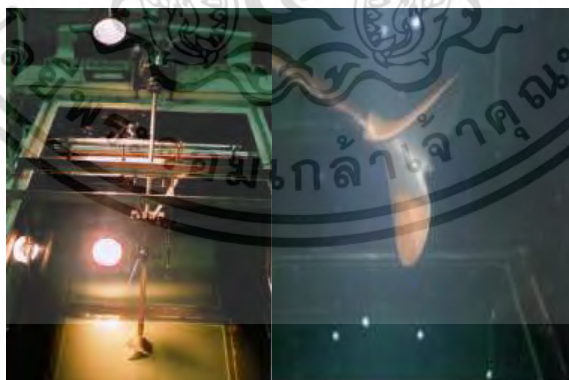


Figure6.(b)Installation of propeller inthe water tunnel

The result of testing the model A,B and C propeller in non-cavitation states with the rotational speeds of 650 rpm in (Fig.9, Fig.13), the rotational speeds 850 rpm in (Fig.10, Fig.14) and the finally rotational speeds of 850 rpm and 900 rpm was depicted in (Fig.15, Fig.16) respectively.

Axial velocity is varied from 0.3 to 3.5 m/s. it is seen that, at low values of J , there is an appreciable difference between the results. This is a general fact because according to the definition, K_t is proportional to the first power of thrust rather than the second power of rotational speed in the denominator. The testing of propellers for non-cavitation conditions is essential before proceeding to cavitating conditions. Firstly, using these results, the numerical method is validated for simulation of the fluid flow around the propeller models; secondly, solving the flow fields in non-

cavitating conditions is used as the initial condition for propeller cavitation simulations which will be presented in the next paper.

The characteristic curve in cavitation and cavitation free conditions are compared in (Fig.4, Fig.5) for a rotational speed of 1150 rpm. (New design) in the cavitation condition. Similar experiments are carried out at 850 rpm. These data are used as benchmarks experimental work for the new models. For propeller model A; type 3 blades skew angle 20 degree and developed area 50 (B3-20-50) and propeller model B; type 3 blades skew angle 20 degree and developed area 35 (B3-20-35).

The quantitative investigation of cavitation has been carried out; and now, it is investigated qualitatively as given in (Fig.9, Fig.10, Fig.13, Fig.14, Fig.15, Fig.16) respectively. The picture shows cavitation at 850 rpm and at an axial velocity of 2.5 m/s. The photograph in (Fig.15) the cavitation surface is glassy smooth and the propeller blade surface is seen clearly behind the cavitating surface. Thus, it is deduced that the formed cavitation is the sheet cavitation. It is seen that the photographs in (Fig.16) The propeller model C is also tested at rotational speeds 900 rpm with a cavity greater developed full area. For the (Fig.7, Fig.8) show the body plan of the geometry and propeller model of the Model A [B3-20-50], respectively.

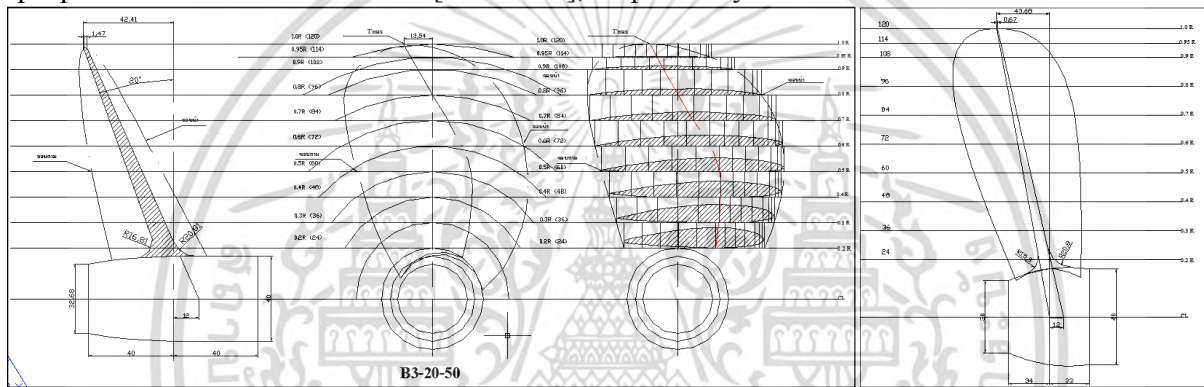


Figure7. Drawing Type 3 Blades Angle 20 Degree Developed Area 50 (New Design)

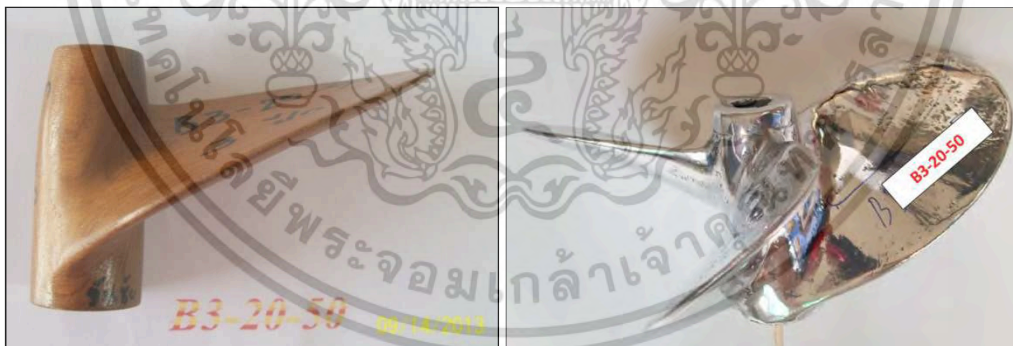


Figure8. Illustration of propeller Model Type B3-20-50 (New Design)

The photographs in (Fig.9, Fig.10) show the appearance of cavity for 3-blade propeller, skew angle 20 degree, developed area 50(B3-20-50).The angular speed at 650 rpm and 850 rpm, respectively. This is a new design for Tailing Thai Boat. Below are examples of pictures taken in sequence by a camera at the time when impulsive force was measured.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

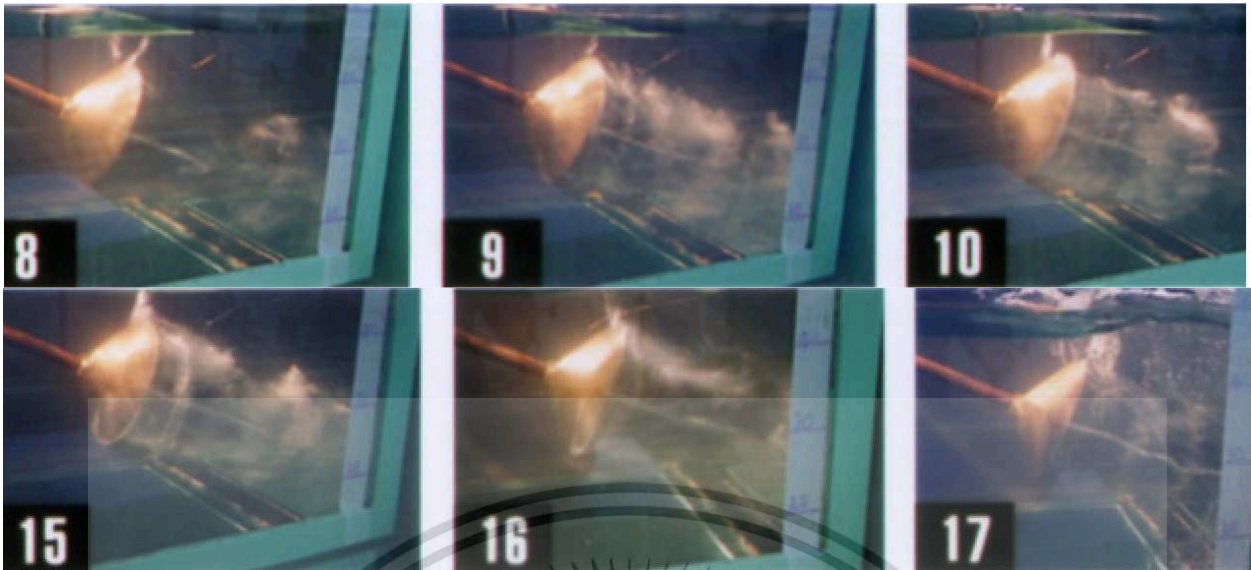


Figure9. Illustration of propeller cavitation type B3-20-50 at rotational speed 650 rpm



Figure 10. Illustration of propeller cavitation type B3-20-50 at rotational speed 850 rpm

The photographs in (Fig. 11, Fig. 12) show the body plan of the geometry and the propeller model of Model B [B3-20-35], respectively. The photographs in (Fig.13, Fig.14) show an appearance of cavity for 3-blade propeller, skew angle 20 degree, developed area 35 (B3-20-35). Rotational speed at 650 rpm and 850 rpm, respectively.

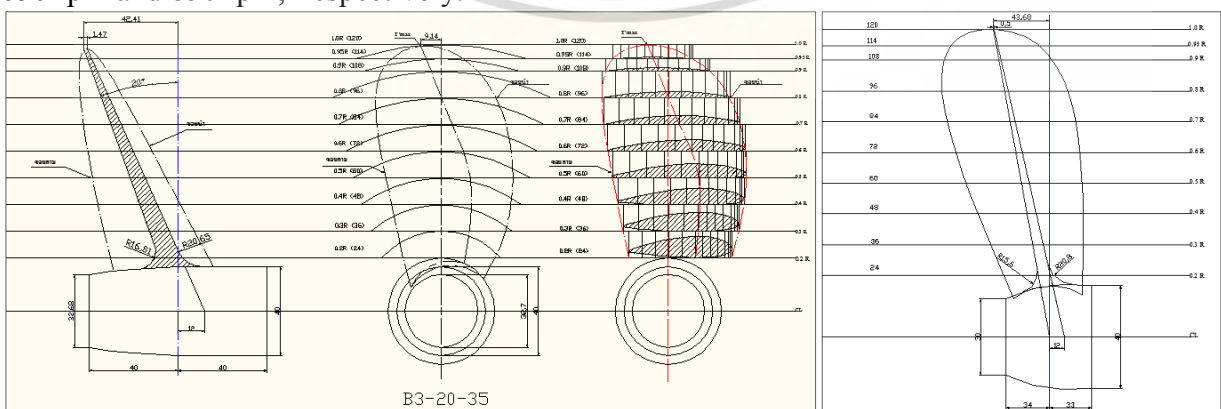


Figure11. Drawing Type 3 Blades Angle 20 Degree Developed Area 35(New Design)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นิยมนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



Figure12. Illustration of propeller Model Type B3-20-35(New Design)

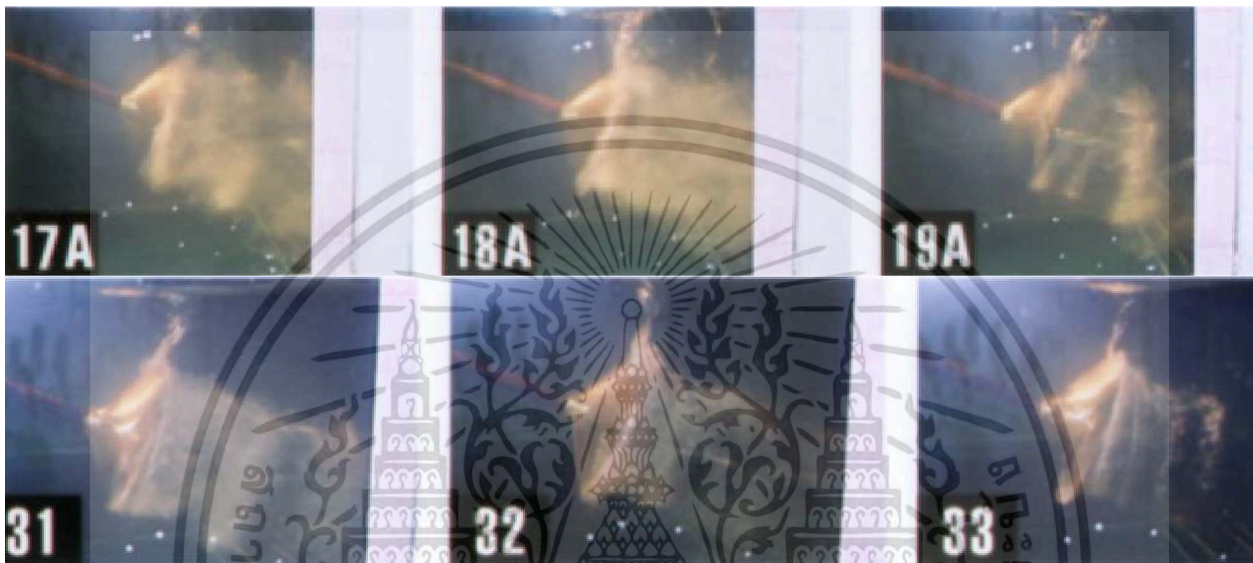


Figure13. Illustration of propeller cavitation type B3-20-35 at rotational speed 650 rpm



Figure14. Illustration of propeller cavitation type B3-20-35 at rotational speed 850 rpm.

The photographs in (Fig.15, Fig.16) show the propeller type Model C-(Local) which is commonly used in locals, This photographs show the cavitation developed strongly when the rotational speed is as high as 900 rpm.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

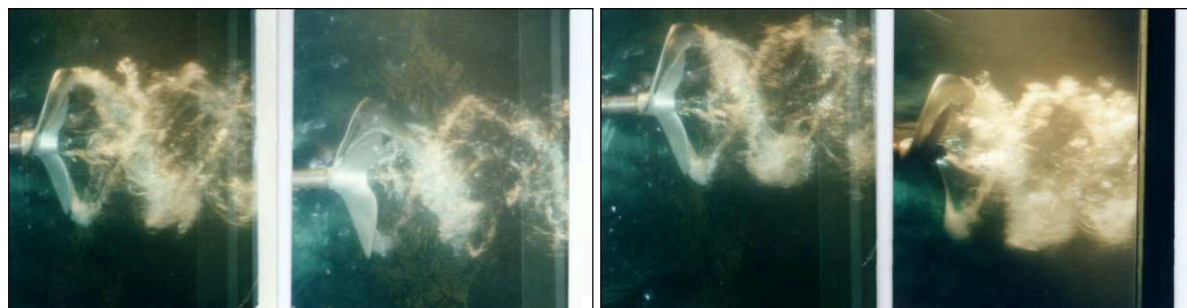


Figure 15. Illustration of propeller cavitation type local domestic at rotational speed of 850 rpm



Figure 16 (a). Initial Cavitation of Local Type Domestic propeller model

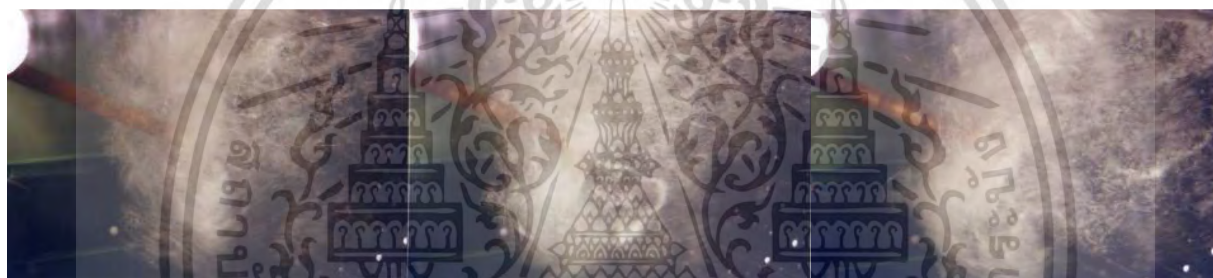


Figure 16(b). Full cavitation at rotational speed 900 rpm. Of Local Type Domestic propeller model

Conclusions

In this paper, cavitation flow is investigated experimentally on two conventional for shallow-fishery and tailing Thai boat. The preliminarily experimental result show better performance, when compared with local domestic type. The cavitating performance and open water performance of Shallow-Fishery and Tailing Thai Boat has been numerically investigated using a numerical method solver with a full cavitation model based on transport equation and standard $k-\omega$ turbulent.

An elucidate the bursting phenomenon of tip vortex cavitation, with experiments in a water tunnel and numerical simulation were carried out with two propellers, (B3-20-50, B3-20-35) and different thrust coefficients and cavitation numbers. The results obtained suggest that, a large pressure fluctuation was measured twice in a series showing the bursting phenomenon in one rotation of propeller blade. In the first bursting tip vortex cavitation from the preceding blade interfere the sheet cavity, and that made the sheet cavity unstable and its trailing edge swelled significantly. When the sheer cavity was shed to the tip vortex cavitation and a vortex cavity from the trailing edge of the sheer cavity intertwined with each other, causing implosion and rebound again and again. At this time, the tip vortex cavitation was spitted into many bubbles, and a bubble cluster, including small vortex cavities, formed. In the second, bursting occurred when the following blade approached upstream of the vibrating vortex, which had been intensely disturbed in the first bursting. The following blade swiftly obstructed the flow and caused tip vortex cavitation implosion and rebound again, and at that time bubbles in the tip vortex cavitation collapsed repeatedly and randomly.

The experiment has been considered to reduce the fluctuating pressure caused by bursting. One is to stabilize the tip vortex cavitation, and the other is to reduce the cavitation itself. The occurrence of tip vortex cavitation can be predicted by the rate of change of the tip vortex intensity.

The bursting occurs because the rate of change of the tip vortex intensity is related to the stability of the tip vortex. The achievement of this investigation will be presented in the next publication. The overall results suggest that the present approach is practicable as a design approach for low speed propeller for Thailand fishery industry.

Nomenclature

C_p = Pressure coefficient

$$C_p = (P - P_o) / 0.5 \rho n^2 D^2 \text{ for propeller}$$

$$C_p = (P - P_o) / 0.5 \rho U_\infty^2 \text{ for otherwise}$$

J_s = Advance ratio based on V_s , $J_s = V_s / nD$

n = Propeller rotational frequency (rev/sec)

P_o = Far upstream pressure, at the propeller Axis

P_{sat} = liquid saturated pressure (Pascal)

P_v = Vapor pressure of water

p, q = Field point and variable point

\vec{q}_t = Total velocity

Q = Propeller torque

T = Propeller thrust

\vec{U}_{in} = Local inflow velocity (in the propeller fixed system)

\vec{U}_w = Effective inflow velocity (in the ship fixed system)

V_s = Ship speed

\vec{V}_{Tip} = Total velocity at the center of the tip vortex core

\vec{V}_w = Total velocity on wake surface

ω = Propeller angular velocity

ρ = Fluid density

σ_n = Cavitation number based on n , $\sigma_n = (P_o - P_v) / 0.5 \rho n^2 D^2$

σ_v = Cavitation number based on V_s , $\sigma_v = (P_o - P_v) / 0.5 \rho V_s^2$

Acknowledgements

This study was partly supported by the Thailand Research Fund (TRF; www.trf.or.th) and the authors would like to thank Captain Sarawut Wongchenyour (RTN.), Royal Thai Navy for contributions toward this work.

References

- [1] Kuiper G., "The Wageningen Propeller Series.", Marin publication 92-001., 1992
- [2] Lerbs H.W, "Moderately loaded propellers with a finite number of blades and an arbitrary distribution of circulation.", SNAME Transaction, 60:73-117., 1952
- [3] Brockett, "Minimum pressure envelopes for modified NACA-66 sections with NACA a=0.8 camber and Buships type I and type II sections.", David Taylor Model Basin report 1780, 1966.
- [4] Francisco Pereira et.al., "Experimental and Numerical Investigation of the Cavitation Pattern on a Marine Propeller", [C]. 24th Symposium on Naval Hydrodynamics, Fukuoka, Japan, 8-13 July, 2002.

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- [5] Francesco Salvatore et al., "A Viscous/Inviscid Coupled Formulation for Unsteady Sheet Cavitation Modeling of Marine Propellers", [C]. 5th International Symposium on Cavitation, Osaka, Japan, 1-4 November, 2003.
- [6] Hoeijmakers. H.W.M, Janaaens. M.E, Kwan. W, "Numerical Simulation of Sheet Cavitation", [C]. 3rd International Symposium on Cavitation Grenoble France, 1998.
- [7] InancSenocak, Wei Shyy, "Numerical Simulation of Turbulent with Sheet Cavitation", [C]. 4th International Symposium on Cavitation, Session A7.002, 2001.
- [8] InancSenocak, Wei Shyy, "A Pressure-Based Method for Turbulent Cavitating Flow Computation", [J]. Journal of Computational Physics, Vol.176, pp.363-383, 2002.
- [9] Kubota A, Kato H, Yamaguchi H, "A new Modeling of Cavitating Flows: A Numerical Study of Unsteady Cavitation on A Hydrofoil Section", [J]. Journal of Fluid Mechanics, Vol.240, pp.59-96, 1992.
- [10] Amdt, R., "Cavitation in vertical Flows", Annu. Rev. Fluid Mech., Vol.34, pp.143-175, 2002.
- [11] Tsujimoto Y., Kamijo K., and Brennen C.E., "Unified Treatment of Flow Instabilities of Turbo machines", AIAA Journal of Propulsion and Power, Vol.17, No.3, pp.636-643, 2001.
- [12] Krasilnikov, V.I. and Berg, A. "Numerical prediction of sheet cavitation on rudder and podded propellers using potential and viscous flow solutions", Proc. of the 5th Int. Symposium on Cavitation - CAV'2003, Osaka, Japan (Nov. 1-4, 2003).
- [13] Salvatore, F., Testa C. and Greco L., "A viscous/inviscid coupled formulation for unsteady sheet cavitation modeling of marine propellers", 5th Int. Symposium on Cavitation (CAV2003), Osaka, Japan (Nov. 1-4, 2003).
- [14] Chahine, G.L. and Hsiao, C.T., "Numerical investigation of sheet and cloud cavitation inception and dynamics on propeller blades", DYNALFLOW. Inc, Report 97001-1 (2001).
- [15] Brennen C.E., "The bubbly Flow Model for the Dynamic Characteristics of Cavitating Pump", [J]. Journal of Fluids Mechanics, Vol.89, No.2, pp.223-240, 1978.
- [16] Brennen C.E. and Acosta A.J., "The Dynamic Transfer Function for a Cavitating Inducer", ASME Journal of Fluids Engineering, Vol.98, No.2, pp.182-191, 1976.
- [17] Brennen C.E., "Hydrodynamics of Pumps", Oxford University Press and Concepts ETI, Inc., Oxford, England, U.K., 1994
- [18] Brennen C.E., Meissner C., Lo E.Y. and Hoffmann G.S., "Scale Effects in the dynamic Transfer Functions for Cavitating Inducers", ASME Journal of Fluid Engineering, Vol.118, No.2, pp.400-408, 1996.
- [19] Otsuka S., Tsujimoto Y., Kamijo K., Furuya O., "Frequency Dependence of mass Flow Gain Factor and Cavitation Compliance of Cavitating Inducers", ASME Journal of Fluid Engineering, Vol.118, No.4, pp.400-408, 1996.
- [20] Singhal A.K., Athavale M.M., Li H. and Jiang Y., "Mathematical basis and validation of the full cavitation Model", ASME Journal Fluids Engineering, Vol.124, pp.617-624, 2002
- [21] Rhee S.H., Kawamura T. and Li H., "Propeller cavitation study using an unstructured grid based Navier-Stokes solver", ASME Journal Fluids Engineering, Vol.127, pp.986-994, 2005
- [22] J Noosomton, J Charoensuk, "Performance Design and Testing of Propeller for Shallow-Fishery and Tailing Thai Boat: 2-blade type Part (2) : A method for optimum cavitation of ship propeller", [C] The 4th TSME International Conference on Mechanical Engineering 16-18 October 2013, Pattaya, Chonburi

Performance Design and Testing of Propeller for Shallow-Fishery and Tailing

Thai Boat type 2 blades

Part (2) : A method for optimum cavitation of ship propellers

J. Charoensuk¹, J. Noosomton²

Faculty of Engineering, Department of Mechanical Engineering, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang,
Chalongkung Rd., Ladkrabang, Bangkok, Thailand 10520

¹E-mail; kcjaruw@kmitl.ac.th, Tel. (66)-0-2326-9987, Fax. (66)-0-2326-9053

²E-mail; imcjr@src.ku.ac.th, Tel. (66)-38-352606-10 Ext.2679, Fax. (66)-38-352607

Abstract

This paper presents a method for optimized cavitation of 2-blade type ship propeller. A practical method was achieved by combining a vortex lattice lifting method and lifting surface method. The optimum circulation distribution yielding the maximum lift-to-torque ratio was computed for given thrust and chord lengths along the radius of the propeller by dividing the blade into a number of panels extending from hub to tip. The radial distribution of bound circulation could be computed by a set of vortex elements that have constant strengths. A discrete trailing free vortex line was shredded at each of the panel boundaries whose strength equal to the difference in strengths of the adjacent vortices. The vortex system was built from a vortex element, each consisting of a bound vortex segment of constant strength and 2 free vortex lines of constant strengths. A Finite differential equation could be formulated by using these vortex systems.

Keywords: Optimum Ship Propeller, Propeller Design, Cavitations Number

1 INTRODUCTION

Cavitation flows are highly complicate and multi-phase modeling with cavitation because it is a rapid phase change phenomenon, which often occurs in the high-speed or rotating fluid machineries. It is well known that the cavitating flows is of great interest. Numerical method is highly important approach for studying the cavitating flow. Computational methods for cavitation have been studied since over two decades ago. In general, the methods can be largely categorized into two groups, Single-phase modeling with cavitation interface tracking

and multi-phase modeling with cavitation interface capturing.

The former approach has been widely adopted for in viscid flow solution methods, such as potential flow boundary element methods. It assumes the cavitation region as a large bubble with a distinct liquid/vapor interface. Basically three assumptions are made for a cavitation bubble; the bubble boundary is a free surface; the pressured inside the bubble is constant and equals to the vapor pressure of is corresponding

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปเผยแพร่บนการคา
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

liquid; the closure region of the bubble can be approximated by a wake model. Third assumption is prime limitation of the method. The computation accounts only for the liquid phase; grid is often regenerated iteratively to conform to the cavity shape. This method is capable of simulating sheer cavitation but may not be adequate for cases in which bubble growth and detachment exists. In addition, so far, they are limited to two dimensional planar or axis-symmetric flows because of the difficulties involved in tracking three dimension interfaces, In Kinnas and Fine (1992) and Fine and Kinnas (1993), a low order potential-based boundary element method (BEM) was introduced for the nonlinear analysis of three-dimensional flow around cavitating propellers subjected to nonaxisymmetric inflows. The method was later extended to predict leading-edge and midchord partial cavitation on either the face or the back of the blades (Mueller and Kinnas, 1999).

The latter approach can be adopted for viscous flow solution method, such as the RANS equation solvers, and is very popular in the cavitation research recently. The cavitating flow is treated as the homogeneous equilibrium single-fluid flow which satisfies Navies-Stokes equation. The key challenge is how to define the mixed density of the single-fluid. In general, the cavitation modeling can be largely categorized into two groups according the relation that defines the variable density field. One cavitation modeling is based on the equation of state that relates pressure and density. By assuming the cavitating process to be isothermal, mixed density is simply a function of local pressure. Hoeijmakers and Kwan (1998) adopted a sine

law to simulate the cavitating flow around two dimensional hydrofoils with Euler equation, and the computational results of surface pressure coefficient are in good agreement with experimental data. Chen and Heister (1996) derived a time and pressure dependent differential equation for density. Qiao Qin (2003) used fifth-order polynomial of pressure to define the mixed density. The other cavitation modeling is to introduce the concept to volume fraction, and then the mixed density is calculated using the volume fraction. Kubota, et al. (1992) coupled the Rayleigh-Plesset equation to compute the volume fraction based on the bubble radius, A mass transport equation cavitation model has been recently developed Shin Hyung Rhee and Kawamura (2003) Studied the cavitating flow around a marine propeller using an unstructured mesh with FLUENT 6.1. The cavitating propeller performance as well as cavitation inception and cavity bubble shape were in good agreement with experiment measurements and observation. In addition, Francesco Salvatore (2003) developed a hybrid viscous/inviscous approach for the analysis of marine propeller cavitation.

In this paper, the cavitating performance and open water performance of Shallow-Fishery and Tailing Thai Boat was numerically simulated. The effect of non-condensable gas mass fraction of predicted cavitating performance was mainly studied. The predicted cavity shapes were in good agreement with comparison the local domestic propeller. Which the shallow-fishery and tailing Thai boat used low-diesel engine by the researcher observation and result on open literature.

2 DESCRIPTIONS AND NUMERICAL METHOD

2.1 Blade Performance

We consider rotating with the velocity of U_T in a uniform axial velocity of U . The blade spacing h is assumed to be sufficiently small as compared with the blade length l and the flow in the blades. The axial and tangential velocity disturbances are represented by δu_1 and δv_1 , respectively, at the inlet, and the axial velocity disturbance δu_2 at the outlet. The cavity of volume V_c per blade appears at the inlet. The velocity triangle at the inlet is shown in Figure 1.

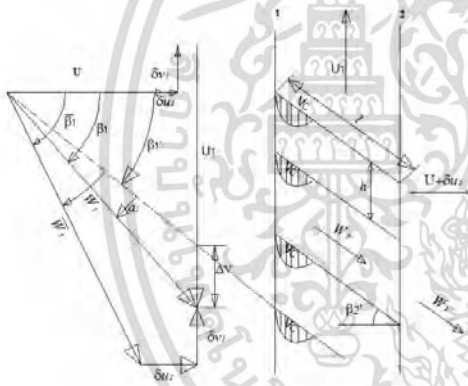


Figure 1. Rotor and Inlet Velocity Triangle

It is assumed that all of the cavitation can be lumped into the volume V_c upstream of the blade passage, and that the subsequent rotor flow can be modeled as single-phase incompressible liquid flow (the more complex blade passage model of Brennen^[9] suggests that this is a good first approximation). Then the unsteady Bernoulli's equation applied to the relative flow in the rotor yields.

$$\frac{p_2 - p_1}{\rho} \equiv \frac{1}{2}(w_1^2 - w_2^2) - \frac{\partial'}{\partial t'}(\phi_2 - \phi_1) - \frac{\Delta p_t}{\rho} \quad (1)$$

Here, $\phi_2 - \phi_1$ is the difference of the velocity potential between the inlet and outlet. The total pressure loss Δp_t in the blades is represented by two coefficients, ζ_Q and ζ_S .

$$\frac{\partial'}{\partial t'} = \frac{\partial}{\partial t} + U_T \frac{\partial}{\partial y}$$

It is a time derivative in a frame rotating with the rotor, if β' is the average blade angle, as show in Figure 1, the difference of the velocity potential can be approximated by

$$\phi_2 - \phi_1 = \int_1^2 W_s ds \cong \frac{u_2 l}{\cos \beta'}$$

The total pressure loss Δp_t in the blades is represented by two coefficients, ζ_Q and ζ_S

$$\frac{\Delta p_t}{\rho} \equiv \zeta_Q (U + \delta u_1)^2 + \zeta_S (\Delta V)^2 \quad (2)$$

Where ΔV is the incidence velocity as show in Figure 1. and can be expressed as

$$\Delta V = (U + \delta u_1)(\tan \overline{\beta_1} - \tan \beta_1')$$

Thus ζ_Q represents the hydraulic loss in the blade passage, and ζ_S the incidence loss at the inlet. The differences between pressure fluctuations upstream and downstream of the impeller are obtained by considering Eqs.(1) and (2) after linearization to yield

$$\frac{\delta p_2 - \delta p_1}{\rho U^2} = (1 - L_u) \frac{\delta u_1}{U} - (\tan \overline{\beta_1} + L_v) \frac{\delta v_1}{U} - \frac{1}{\cos^2 \beta_2'} \frac{\delta u_2}{U} - \frac{1}{\cos \beta'} \frac{\partial'}{\partial t'} \left(\frac{\delta u_2}{U} \right) \quad (3)$$

Where L_u and L_v are given by

$$L_u = \frac{\partial \Delta p_t}{\partial (\rho U \delta u_1)} = 2\zeta_Q + 2\zeta_S \tan \beta_1'$$

$$L_v = \frac{\partial \Delta p_t}{\partial (\rho U \delta v_1)} = 2\zeta_S (\tan \beta_1' - \overline{\tan \beta_1})$$

In general, cavitation instabilities appear at larger cavitation number than those which brings about significant deterioration in the pressure

performance. Therefore, the effect of cavitation on the pressure rise across the rotor has been omitted from the present analysis and is not included in Eq.(3).

2.2 Cavitation Model and Numerical Method

The cavitation model employs in the study is based on the so called "Full Cavitation Model" by Singhal et.al.^[14], This model accounts for all first order effects, i.e. phase change bubble dynamics, turbulent pressure fluctuations and non-condensable gases. This model is under the framework of multi-phase flows and has the capability of accounting for the effects of slip velocity between liquid and gaseous phases^[15]. The main part of every cavitation physical model is to find the mass transfer equation between the liquid and vapor phases which in the study is as follows:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_m f_v) + \nabla \cdot (\rho_m \vec{v}_v f_v) = \nabla \cdot \left(\frac{\mu_t}{\sigma_v} \nabla \cdot f_v \right) + R_e - R_c \quad (4)$$

The source terms in Eq.(4) R_e and R_c are to be related to the bubble dynamics and vapor volume fraction. To account for the bubble dynamics, the reduce equation is employed as for many other study in the same modeling category. Following the approach used by Singhal et.al.^[14], and considering the limiting bubble size with assuming that the typical bubble diameter is the same as the maximum possible bubble size, the expressions for R_e and R_c are obtained as:

$$R_e = C_e \frac{v_{ch}}{\gamma} \rho_v \rho_l \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p_{sat} - p}{p_l}} (1 - f_v), \quad (5)$$

$$p < p_{sat}$$

And

$$R_c = C_c \frac{v_{ch}}{\gamma} \rho_l \rho_l \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p - p_{sat}}{p_l}} f_v, \quad (6)$$

$$p > p_{sat}$$

Where C_e and C_c are two empirical constants, after careful study of the numerical stability and physical behavior of the solution. Their values are adopted in the study. The effects of turbulence induced pressure fluctuations are taken into account by raising the phase change threshold pressure from p_{sat} to p_v , which is written as:

$$p_v = p_{sat} + 0.5 p_{turb}. \quad (7)$$

It is widely acknowledged that the effects of non-condensable gases need to be taken into account, as the operating liquid usually contains small finite amounts of such gases, e.g. dissolved gases and aeration. The working fluid is assumed to be a mixture of liquid and the gaseous phases, with the gaseous phase being comprised of liquid vapor and non-condensable gas. The mixture density is calculated as:

$$\rho_m = \alpha_v \rho_v + \alpha_g \rho_g + (1 - \alpha_l - \alpha_g) \rho_l \quad (8)$$

Considering all these effects, Eq.(5),(6) can be rewritten as:

$$R_e = C_e \frac{\sqrt{k}}{\gamma} \rho_v \rho_l \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p_v - p}{p_l}} (1 - f_v - f_g), \quad (9)$$

$$p < p_v$$

and

$$R_c = C_c \frac{\sqrt{k}}{\gamma} \rho_l \rho_l \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p - p_v}{p_l}} f_v, \quad (10)$$

$p > p_v$

The finite volume method which allows the use of computational element with an arbitrary polyhedral shape. Convective terms are discretized using the second order accurate upwind scheme, which diffusive terms are discretized using the second order accurate central differencing scheme. The cavity volume V_c per blade and per unit span is normalized using the blade spacing h and represented by a function.

$$a(\sigma, \alpha_1) \equiv \frac{V_c}{(h^2 \times 1)} \quad (11)$$

Under quasi-steady conditions, the non-dimensional cavity volume a is considered to be a function of the incident angle α_1 and the inlet cavitation number σ defined as follows

$$\sigma = \frac{p_1 - p_v}{\rho W_1^2 / 2} \quad (12)$$

When p_1 , p_v and W_1 are the inlet pressure, the vapor pressure, and the inlet relative velocity, respectively. Then as originally suggested by Brennen and Acosta^[10] the change of cavity volume, δV_c is related to the deviations δW_1 , δp_1 and $\delta \alpha_1$ by,

$$\delta V_C = h^2 \left[\frac{\partial a}{\partial \sigma} \left(\frac{\partial \sigma}{\partial W_1} \delta W_1 + \frac{\partial \sigma}{\partial p_1} \delta p_1 \right) + \frac{\partial a}{\partial \alpha_1} \delta \alpha_1 \right] \quad (13)$$

From the velocity triangle shown in Figure 1, the deviations δW_1 and $\delta \alpha_1$ can be represented in terms of the deviations δu_1 and δv_1 from the

uniform axial velocity. Then Eq.(13) may be written as

$$\delta V_C = h^2 \left[F_1 \cdot \left(\frac{\delta u_1}{U} \right) + F_2 \cdot \left(\frac{\delta v_1}{U} \right) + F_3 \cdot \left(\frac{\delta p_1}{\rho U^2} \right) \right] \quad (14)$$

where

$$F_1 = 2\sigma K \cos^2 \bar{\beta}_1 - M \sin \bar{\beta}_1 \cos \bar{\beta}_1$$

$$F_2 = -2\sigma K \sin \bar{\beta}_1 \cos \bar{\beta}_1 - M \cos^2 \bar{\beta}_1$$

$$F_3 = -2K \cos^2 \bar{\beta}_1$$

And

$$M = \frac{\partial a}{\partial \alpha_1}, \quad K = -\frac{\partial a}{\partial \sigma} \quad (15)$$

When M and K are the mass flow gain factor and cavitation compliance, respectively. For the evaluation of these factors, Refer Brennen^{[11][12]} and Otsuka, et al.^[13] The continuity relation across the impeller is

$$h = (\delta u_2 - \delta u_1) = \left(\frac{\partial'}{\partial t'} \right) \delta V_C \quad (16)$$

Where subscripts 1,2 indicate the inlet and outlet of the impeller. By combining Eqs.(14),(16), the continuity equation can be expressed as follows,

$$\delta u_2 - \delta u_1 = h \left(\frac{\partial'}{\partial t'} \right) \left[F_1 \cdot \left(\frac{\delta u_1}{U} \right) + F_2 \cdot \left(\frac{\delta v_1}{U} \right) + F_3 \cdot \left(\frac{\delta p_1}{\rho U^2} \right) \right] \quad (17)$$

With cavitation, it serves as a compliant element and it is not needed to have an explicit compliant element as the simplest model of

cavitation surge, we consider a system composed of an inlet pipe with the length L , and outlet pipe with infinite length. The last simplifying assumption suggests that there would be no flow rate fluctuation downstream of the rotor, $\delta u_2 = 0$. In addition to this we can apply the moment equation of the fluid in the inlet pipe, Eq.(18),

$$\delta p_1 = -\rho U \delta u_1 - \rho L \left(\frac{d}{dt} \right) \delta u_1 \quad (18)$$

The continuity equation across the rotor, Eq.(16)

with $\frac{\partial'}{\partial t'} = \frac{\partial}{\partial t}$ so, $h(\delta u_2 - \delta u_1) = \left(\frac{\partial}{\partial t} \right) \delta V_c$

And the cavitation characteristics of Eq.(14) with $\delta v_1 = 0$

and

$$\delta V_c = h^2 \left[F_1 \cdot \left(\frac{\delta u_1}{U} \right) + F_3 \cdot \left(\frac{\delta p_1}{\rho U^2} \right) \right]$$

By combining these equations, we obtain the following result.

$$\begin{aligned} \frac{d^2}{dt^2} \left(\frac{\delta u_1}{U} \right) - \frac{F_1 - F_3}{F_3 (L/U)} \frac{d}{dt} \left(\frac{\delta u_1}{U} \right) \\ - \frac{U^2}{F_3 L h} \left(\frac{\delta u_1}{U} \right) = 0 \end{aligned} \quad (19)$$

Since $F_3 = -2K \cos^2 \beta_1 < 0$, negative damping occurs when $F_1 - F_3 < 0$ and this leads to the onset condition of cavitation surge

$$M > 2(1 + \sigma) \phi K \quad (20)$$

From Eq.(19) gives the cavitation surge frequency

$$\begin{aligned} f &= \frac{1}{2\pi} \frac{U}{\sqrt{-F_3 L h}} = \frac{U_T}{2\pi \sin \beta_1} \frac{1}{\sqrt{2KLh}} \\ &= \frac{1}{2\pi \sqrt{\rho C L}} \end{aligned} \quad (21)$$

Where the last expression is obtained with,

$$C = -\frac{F_3 h}{(\rho U^2)} = \frac{2 \sin^2 \beta_1 K h}{(\rho U_T^2)}$$

This shows that the frequency is the nature frequency of the inlet pipe-cavitation system and is proportional to the blades speed, caused by the fact that the compliance C is correlated with the tip speed. This is quite different from the frequency of normal surge, which is fixed to the natural frequency of the system. The above results were obtained not by using the pressure performance of the blades Eq.(3) but by using only the continuity across the rotor Eq.(16) and the cavitation characteristics Eq.(14) the criterion for normal surge it the positive slope of the pressure performance, it is the cause of normal surge. If the flow rate is increased, the pressure difference across the pump is increased and this accelerates the flow through the pump. This positive feedback through the performance is the cause of normal surge. On the other hand, the criterion for cavitation surge, Eq.(20) shows that positive mass flow gain factor, $M > 0$, is the cause of cavitation surge. When the flow rate is increased, the incidence angle α_1 to the rotor blade is decreased. If $M = \partial(V_c / h) / \partial \alpha_1$ is positive, the cavity volume V_c is decreased. Then the upstream flow rate is increased to fill up the space once occupied by the cavity. This positive feedback through the continuity relation is the cause of cavitation surge. So, the mechanism of normal surge and cavitation surge is totally different.

3 RESULTS AND DISCUSSIONS

The main purpose of testing the propeller models in the water tunnel of type new-design and type local domestic in Thailand Table(1) for comparison behavior of occur bubble and test efficiency is determination of the characteristic curves under cavitation and non-cavitation conditions, usually characteristic curves are variations of thrust and torque coefficients, with respect to the advance coefficient. In obtaining

the characteristic curves Figures (2),(3) the rotational speed is kept constant and advance velocity is varied in the range of allowable water tunnel flow speed (e.g., in the current water tunnel, 0 - 3.5 m/s). Thus, different values for the advance coefficient are obtained. In the non-cavity test, the static pressure is constant at the value of the usual operating pressure.

Table 1. Principal particular of new design Model-A, model-B and Model-C (Local type)

Model Name	Model-A (2-20-35)	Model-B (2-20-50)	Model-C (Local)
Number of blades	2	2	2
Diameter (m)	0.24	0.24	0.25
P/D	0.940	0.940	-
$EAR=A_E/A_O$	0.35	0.50	~0.35
Skew Angle (degree)	20	20	~21
Cavity at 0.7R	1.5662691	1.5662691	-

The reason behind the above mentioned procedure lies in the type of dimensional analysis that is used for deriving non-dimensional coefficients in characteristic curves. The necessary dimensional analysis for open water conditions has been stated.

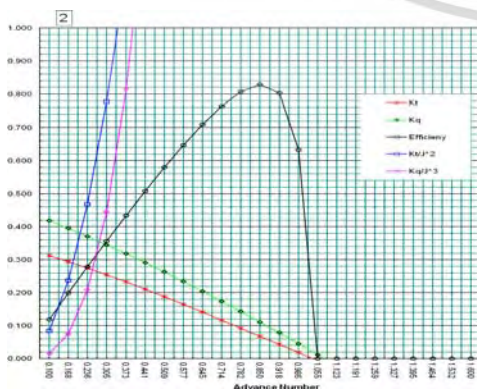


Figure 2. Characteristic curve of model A; (B2-20-35)

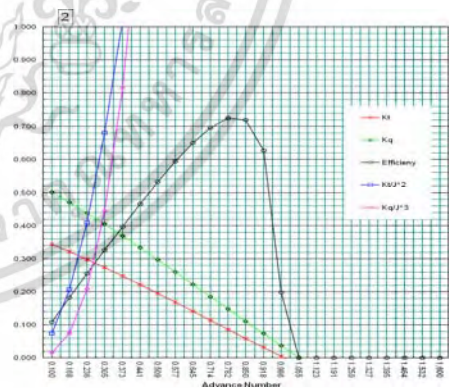


Figure 3. Characteristic curve of model B; (B2-20-50)

In cavitation tests, two kinds of curves are derived. One is the characteristic curve in a constant cavitation number, which is used to show the deviation of torque and thrust from a non-cavitating state. The

second is the diagram of torque and thrust coefficients on the basis of the cavitation number, which is used to show the cavitation breakdown analysis. In cavitation tests, the static pressure and advance velocity inside the cavitation tunnel test section are lowered gradually in order to sketch the required diagrams.

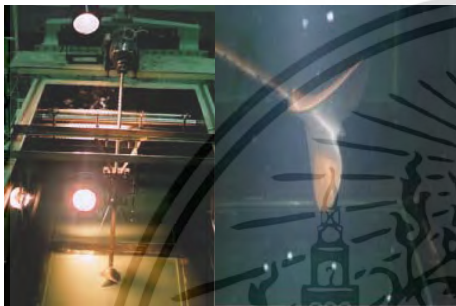


Figure 4. Installation of Tailing Thai Boat Type Local Domestic at Lab. Water Tunnel

The result of testing the model A,B and C propeller in non-cavitation states and at two rotational speeds of 865 and 1000 rpm are depicted in Figures (4),(5),(6),(7),(8) and (9) respectively. Axial velocity is varied from 0.3 to 3.5 m/s. It is seen that, at low values of J , there is an appreciable difference between the results. This is a general fact because according to the definition, K_t is proportional to the first power of thrust rather than the second power of rotational speed in the denominator. The testing of propellers for non-cavitation conditions is essential before proceeding to cavitating conditions. Firstly, using these results, the

numerical method is validated for simulation of the fluid flow around the propeller models; secondly, solving the flow fields in non-cavitating conditions is used as the initial condition for propeller cavitation simulations which will be presented in the next paper.

The characteristic curve in cavitation and cavitation free conditions are compared in Figure.(2),(3) for a rotational speed of 1185 rpm. (New design) in the cavitation condition. Similar experiments are carried out at 865 rpm. These data are used as benchmarks experimental work for the present research these. for propeller model A; type 2 blades skew angle 20 degree and developed area 35 (B2-20-35) and propeller model B; type 2 blades skew angle 20 degree and developed area 50 (B2-20-50).

The quantitative investigation of cavitation has been carried out; and now, it is investigated qualitatively as given in Figures.(5),(6),(7),(8) and (9) respectively. The pictures show cavitation at 865 rpm and at an axial velocity of 2.5 m/s. The photographs in Figure.(5) the cavitation surface is glassy smooth and the propeller blade surface is seen clearly behind the cavitating surface. Thus, it is deduced that the formed cavitation is the sheet cavitation. It is seen that the photographs in Figure.(9) The propeller model C is also tested at 1000 rpm with a cavity greater developed full area.

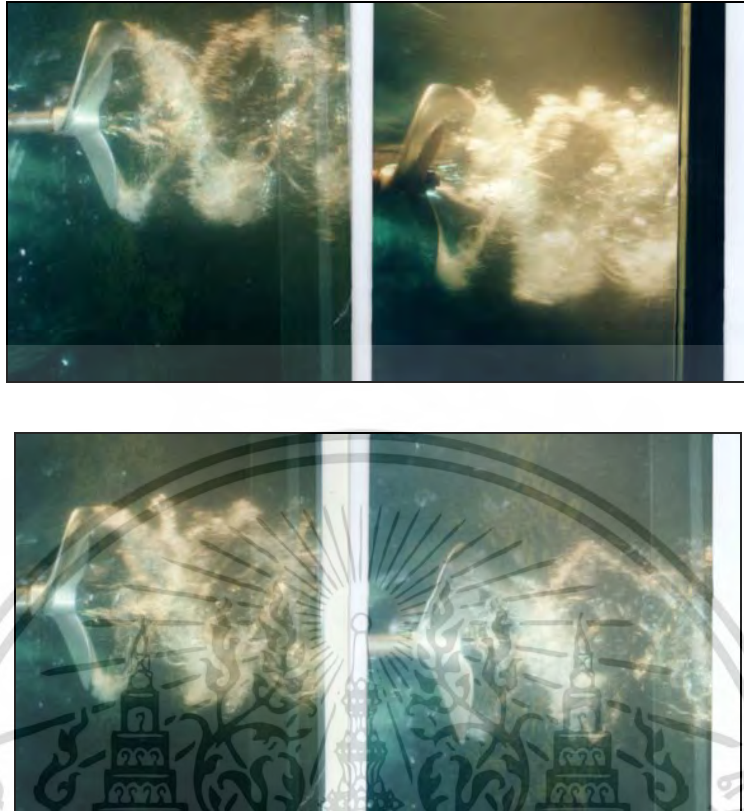


Figure 5. Illustration of propeller cavitation type local at rotational speed of 865 rpm

The photographs in Figure.(6) show cavity and Tailing Thai Boat, An example of sequence Appearance of propeller 2 blade skew angle 20 degree developed area 35,(B2-20-35) Velocity 865 rpm., Type new design for Shallow-Fishery measured.



Figure 6. Illustration of propeller cavitation type new design at rotational speed of 865 rpm

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

The photographs in Figure.(7) show cavity Appearance of propeller 2 blade Velocity 865 rpm., Type local domestic for market Shallow-

Fishery and Tailing Thai Boat, An example of sequence by camera at the time when impulsive force was measured.



Figure 7. Illustration of propeller cavitation type local at rotational speed of 865 rpm developed area 50

The photographs in Figure.(8) show cavity Appearance of propeller 2 blade skew angle 20 degree developed area 50,(B2-20-50) Velocity 865 rpm., Type new design for Shallow-Fishery

and Tailing Thai Boat, An example of sequence by camera at the time when impulsive force was measured.



Figure 8. Illustration of propeller cavitation type new design at rotational speed of 865 rpm,

(B2-20-50)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

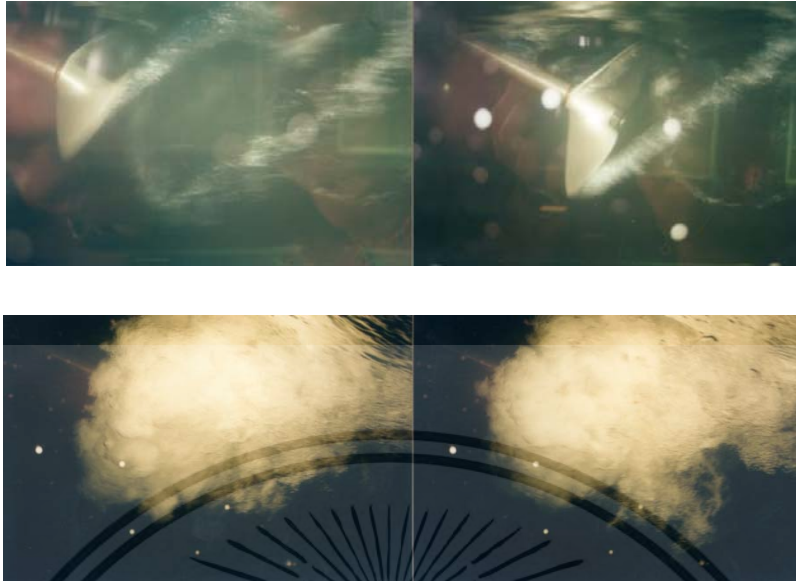


Figure 9. Cavitation full developed at Velocity 1000 rpm. Type Local Domestic

4 CONCLUSIONS

In this paper, cavitation flow is investigated experimentally on two conventional for shallow-fishery and tailing Thai boat. The preliminary experimental result show better performance, when compared with local domestic type.

The cavitating performance and open water performance of Shallow-Fishery and Tailing Thai Boat has been numerically investigated using a

mesh based FLUENT solver with a Full Cavitation model based on transport equation and standard *k- ω* turbulent. The achievement of this investigation will be presented in the next publication. The overall results suggest that the present approach is practicable as a design approach for low speed propeller for Thailand fishery industry.

NOMENCLATURE

C_p = Pressure coefficient

$$C_P = (P - P_O) / 0.5 \rho n^2 D^2 \text{ for propeller}$$

$$C_P = (P - P_O) / 0.5 \rho U_\infty^2 \text{ for otherwise}$$

J_s = Advance ratio based on V_s ,

$$J_S = V_S / nD$$

K_Q = Torque coefficient, $K_Q = Q / \rho n^2 D^5$

K_T = Thrust coefficient, $K_T = T / \rho n^2 D^4$

n = Propeller rotational frequency (rev/sec)

P_o = Far upstream pressure, at the propeller

P_{sat} = liquid saturated pressure (Pascal)

P_v = Vapor pressure of water

p, q = Field point and variable point

\vec{q}_t = Total velocity

Q = Propeller torque

T = Propeller thrust

\vec{U}_{in} = Local inflow velocity (in the propeller fixed system)

\vec{U}_w = Effective inflow velocity (in the ship fixed system)

V_s = Ship speed

\vec{V}_{Tip} = Total velocity at the center of the tip

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษา
 ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

vortex core

\vec{V}_w = Total velocity on wake surface

ω = Propeller angular velocity

ρ = Fluid density

σ_n = Cavitation number based on n ,

$$\sigma_n = (P_O - P_v) / 0.5 \rho n^2 D^2$$

σ_v = Cavitation number based on V_s ,

$$\sigma_v = (P_O - P_v) / 0.5 \rho V_s^2$$

ACKNOWLEDGEMENTS

The authors would like to thank Captain Sarawut Wongchenyour (RTN.), Royal Thai Navy for contributions toward this work.

This work is supported by ANSYS Software at KMIT'L.

REFERENCES

- [1] Francisco Pereira et.al., "Experimental and Numerical Investigation of the Cavitation Pattern on a Marine Propeller", [C]. 24th Symposium on Naval Hydrodynamics, Fukuoka, Japan, 8-13 July, 2002.
- [2] Francesco Salvatore et al., "A Viscous / Inviscid Coupled Formulation for Unsteady Sheet Cavitation Modelling of Marine Propellers", [C]. 5th International Symposium on Cavitation, Osaka, Japan 1-4 November, 2003.
- [3] Hoeijmakers. H.W.M, Janaaens. M.E, Kwan. W, "Numerical Simulation of Sheet Cavitation", [C]. 3rd International Symposium on Cavitation Grenoble France, 1998.
- [4] Inanc Senocak, Wei Shyy, "Numerical Simulation of Turbulent with Sheet Cavitation", [C]. 4th International Symposium on Cavitation, Session A7.002, 2001.
- [5] Inanc Senocak, Wei Shyy, "A Pressure-Based Method for Turbulent Cavitating Flow Computation", [J]. Journal of Computational Physics, Vol.176, pp.363-383, 2002.
- [6] Kubota A, Kato H, Yamaguchi H, "A new Modeling of Cavitating Flows: A Numerical Study of Unsteady Cavitation on A Hydrofoil Section", [J]. Journal of Fluid Mechanics, Vol.240, pp.59-96, 1992.
- [7] Amdt, R., "Cavitation in vertical Flows", Annu. Rev. Fluid Mech., Vol.34, pp.143-175, 2002.
- [8] Tsujimoto Y., Kamijo K., and Brennen C.E., "Unified Treatment of Flow Instabilities of Turbo machines", AIAA Journal of Propulsion and Power, Vol.17, No.3, pp.636-643, 2001.
- [9] Brennen C.E., "The bubbly Flow Model for the Dynamic Characteristics of Cavitating Pump", [J]. Journal of Fluids Mechanics, Vol.89, No.2, pp.223-240, 1978.
- [10] Brennen C.E., and Acosta A.J., "The Dynamic Transfer Function for a Cavitating Inducer", ASME Journal of Fluids Engineering, Vol.98, No.2, pp.182-191, 1976.
- [11] Brennen C.E., "Hydrodynamics of Pumps", Oxford University Press and Concepts ETI, Inc., Oxford, England, U.K., 1994
- [12] Brennen C.E., Meissner C., Lo E.Y., and Hoffmann G.S., "Scale Effects in the dynamic Transfer Functions for Cavitating Inducers", ASME Journal of Fluid Engineering, Vol.118, No.2, pp.400-408, 1996.

- [13] Otsuka S., Tsujimoto Y., Kamijo K., Furuya O., "Frequency Dependence of mass Flow Gain Factor and Cavitation Compliance of Cavitating Inducers", ASME Journal of Fluid Engineering, Vol.118, No.4, pp.400-408, 1996.
- [14] Singhal A.K., Athavale M.M., Li H. and Jiang Y., "Mathematical basis and validation of the full cavitation Model", ASME Journal Fluids Engineering, Vol.124, pp.617-624, 2002
- [15] Rhee S.H., Kawamura T., and Li H., "Propeller cavitation study using an unstructured grid based Navier-Stokes solver", ASME Journal Fluids Engineering, Vol.127, pp.986-994, 2005



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Propeller Design and Finding of Match-Point for Shallow-Fishery and Tailing Thai Boat : 3-Blade Type

J. Charoensuk¹, J. Noosomton²

Faculty of Engineering, Department of Mechanical Engineering, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang,
Chalongkung Rd., Ladkrabang, Bangkok, Thailand 10520

¹E-mail; kcjaruw@kmitl.ac.th, Tel. (66)-0-2326-9987, Fax. (66)-0-2326-9053

²E-mail; imcjr@src.ku.ac.th, Tel. (66)-38-352606-10 Ext.2679, Fax. (66)-38-352607

ABSTRACT

This paper presents the Propeller Design and Find Match-Point for Shallow-Fishery and Tailing Thai Boat Type 3 Blades in Thailand. The research is concerns about the match-point and propeller shape designs of: I.) 3 blades-narrow developed area and II.) 3 blades-width developed area, by using NACA standards in the design and calculation procedures. The ultimate goal of this research is to offer an alternative model from existing design which relies on tacit experience of propeller-casting factory in Thailand, aiming to increase performance of propeller for shallow fishery ships and long-tailing Thai boat. The values of thrust coefficient (K_t), torque coefficient (K_q), break horsepower engine (BHP) are considered at various angle of attack (α), coefficient of advanced velocity (J), Reynolds Number (Re) and cavitations (σ). These values of the new propeller design are analyzed to find the match point that suit for the application.

Keywords: Optimum Ship Propeller, Propeller Design, cavitations (σ)

1 INTRODUCTION

The design of new propeller for shallow-fishery and tailing Thai boat Type 3 Blades in Thailand, which has been expect to replace type local domestic. The propellers are more conditioned by the analysis of inception and developed cavitation. In recent years, the design has come increasing competitive together with a growing demand of heavily loaded propellers with request of very low noise and vibration levels onboard. Thus is the more important inhibitor to the propulsion system and it is comprehensive the

need of a simple a fast method to predicted and throughout increase performance of propeller for shallow fishery ships and long-tailing Thai boat. The values of thrust coefficient (K_t), torque coefficient (K_q), break horsepower engine (BHP) are considered at various angle of attack (α), coefficient of advanced velocity (J), Reynolds Number (Re) and cavitations (σ). These values of the new propeller design are analyzed to find the match point that suit for the application, inclusion to predict cavitation behavior of the propeller in the design stage. As know, Cavitation flows are highly complicated because it is a rapid

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีกรนำไปใช้

phase change phenomenon, which often occurs in the high-speed or rotating fluid machineries. It is well known that the cavitating flows is of great interest. Numerical method is highly important approach for studying the cavitating flow. Computational methods for cavitation have been studied since over two decades ago. In general, the methods can be largely categorized into two groups, Single-phase modeling with cavitation interface tracking and multi-phase modeling with cavitation interface capturing.

The former approach has been widely adopted for in viscid flow solution methods, such as potential flow boundary element methods. It assumes the cavitation region as a large bubble with a distinct liquid/vapor interface. Basically three assumptions are made for a cavitation bubble; the bubble boundary is a free surface; the pressured inside the bubble is constant and equals to the vapor pressure of its corresponding liquid; the closure region of the bubble can be approximated by a wake model. Third assumption is prime limitation of the method. The computations are done only for the liquid phase; grid is often regenerated iteratively to conform to the cavity shape. This method is capable of simulating shear cavitation but may not be adequate for cases in which bubble growth and detachment exists. In addition they are limited to two dimensional planar or axis-symmetric flows because of the difficulties involved in tracking three dimension interfaces, Kinnas and Fine (1993) developed non-linear boundary element method based on speed potential.

The latter approach can be adopted for viscous flow solution methods, such as the RANS equation solvers, and is very popular in the

cavitation research recently. The cavitating flow is treated as the homogeneous equilibrium single-fluid flow which satisfies Navier-Stokes equation. The key challenge is how to define the mixed density of the single-fluid. In general, the cavitation modeling can be largely categorized into two groups according to the relation that defines the variable density field. One cavitation modeling is based on the equation of state that relates pressure to density. By assuming the cavitating process to be isothermal, mixed density is simply a function of local pressure. Hoeijmakers and Kwan (1998) adopted a sine law to simulate the cavitating flow around two dimensional hydrofoils with Euler equation, and the computational results of surface pressure coefficient are in agreement with experimental data well. Chen and Heister (1996) derived a time and pressure dependent differential equation for density. Qiao Qin (2003) used fifth order polynomial of pressure to define the mixed density. The other cavitation modeling is to introduce the concept of volume fraction, and then the mixed density is calculated using the volume fraction. Kubota et al., (1992) coupled the Rayleigh-Plesset equation to compute the volume fraction based on the bubble radius. A mass transport equation cavitation model has been recently developed. Shin Hyung Rhee and Kawamura (2003) studied the cavitating flow around a marine propeller using an unstructured mesh with FLUENT 6.1. The cavitating propeller performance as well as cavitation inception and cavity bubble shape were in good agreement with experiment measurements and observation. In addition, Francesco Salvatore (2003) developed a hybrid viscous/inviscid approach for the analysis of marine propeller cavitation.

เอกสารนี้เป็นเอกสารทศงานวิศวกรรมศาสตร์เพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปเผยแพร่บนสื่อออนไลน์
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมีเหตุดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2 DESCRIPTIONS AND NUMERICAL METHOD

Description of Propeller Performance

Characterization; Dimensional Attributes:

Diameter [D] Overall diameter of the propeller

Rotation rate[N] rotational speed of the propeller in rps.

Density [ρ] Fluid density

Thrust [T] Propeller axial thrust force

Torque [Q] Propeller shaft torque

Ship speed [V_s] Ship velocity

Inflow velocity [V_a] Mean inflow velocity

Non-Dimensional Characterization of propeller performance:

$$J = \frac{V_a}{ND}, \text{ Advance Coefficient.}$$

$$K_T = \frac{T}{\rho N^2 D^4}, \text{ Thrust Coefficient.}$$

$$C_T = \frac{2T}{\rho A V_a}, \text{ Thrust Coefficient. (A= Propulsion area)}$$

$$K_q = \frac{Q}{\rho N^2 D^5}, \text{ Torque Coefficient.}$$

$$\eta_o = \frac{T \cdot V_a}{2\pi N Q}, \text{ Propeller Efficiency}$$

$$\eta_t = \frac{R_t \cdot V_s}{2\pi N Q}, \text{ Propulsive Efficiency. (R}_t\text{=Total Ship}$$

resistance)

2.1 Integral Formulation

Consider a right hands propeller rotating with constant angular velocity ω in a axisymmetric incoming flow field V_∞ it same conclusion can be drawn for the simpler case of a wing subjected to an uniform inflow, neglecting the angular velocity term. In the (x_p, y_p, z_p) coordinate system that rotates with the propeller, the total velocity vector

V can be written as the sum of the relative undisturbed inflow V_{rel} and the perturbation potential velocity q_{ind} , due to the velocity influence of the propeller itself on the velocity field:

$$V = V_{rel} + q_{ind} \tag{1}$$

Where the relative velocity V_{rel} , in the propeller reference system, can be written as:

$$V_{rel} = V_\infty - \omega \times r \tag{2}$$

With the assumption of an inviscid flow, irrotational flow and incompressible fluid, the perturbation velocity can be written in terms of a scalar function, the perturbation potential, which satisfies the Laplace equation:

$$q_{ind} = \nabla \phi, \quad \nabla^2 \phi = 0 \tag{3}$$

By applying Green's second identity for the perturbation potential, the differential problems (3) can be written in integral form with respect to the potential ϕ_p at every point p laying on to the geometry boundaries. The perturbation potential ϕ_i represents the internal perturbation potential, that must be set equal to zero in order to simulate fluid at rest inside the boundaries of all the bodies subject to the external inflow (Blade, hub).

$$2\pi\phi_p = \int_{S_B+S_{CB}} [\phi_q - \phi_{q_i}] \frac{\partial}{\partial n_q} \frac{1}{r_{pq}} dS - \int_{S_B+S_{CB}} \left[\frac{\partial \phi_q}{\partial n_q} - \frac{\partial \phi_{q_i}}{\partial n_q} \right] \frac{1}{r_{pq}} dS + \int_{S_w} \Delta \phi_q \frac{\partial}{\partial n_q} \frac{1}{r_{pq}} dS \tag{4}$$

When subscript q corresponds to the variable point in the integration, n is the unit normal to the boundary surfaces and r_{pq} is the distance

between points p and q . equation (4) expresses the potential on the propeller blade as a superposition of the potential induced by a continuous distribution of the sources on the blade and hub surfaces and a continuous distribution of dipoles on the blade, hub and wake surface that can be calculated, directly, via boundary conditions, or indirectly inverting equation (4).

2.2 Boundary Conditions

For the solution of equation (4) a certain number of boundary conditions must be applied. Different approaches are possible : a fully linear approach, in which cavity velocities can be considered enough small to allow linearization of boundary conditions or a fully nonlinear one, in which singularities are located on the cavity surface that need to be found iteratively. On the other hand, assumed on the wetted part of the body the kinematic boundary condition holds and allows to define the source strengths in terms of the known inflow velocity relative to the propeller reference system:

$$\frac{\partial \phi_q}{\partial n_q} = -V \cdot n_q \quad (5)$$

At the blade trailing edge the Kutta condition states that the flow must leave with a finite velocity or that the pressure jump at the blade trailing edge must be zero. In a steady problem, the Kutta condition allows to write the dipole intensities, constant along each streamlines, on

the wake, first, applying the “linear” Morino Kutta condition:

$$\Delta \phi_{T.E.} = \phi_{T.E.}^U - \phi_{T.E.}^L + V_{rel} \cdot r_{T.E.} \quad (6)$$

When the subscripts U and L stand for the upper and the lower face of the trailing edge. After, the zero pressure jumps can be achieved via an iterative scheme. In fact the pressure difference at trailing edge at each m streamlines is a non linear function of dipole intensities on the blade:

$$\Delta p_m(\phi) = P_m^U(\phi) - P_m^L(\phi) \quad (7)$$

2.3 Full Cavitation Model

The mixed density is controlled by vapor volume fraction f :

$$\frac{1}{\rho_m} = \frac{f}{\rho_v} + \frac{1-f}{\rho_l} \quad (8)$$

The vapor transport equation is written as:

$$\frac{\partial(\rho_m f)}{\partial t} + \nabla(\rho_m \bar{v} f) = \nabla(\mu_l \nabla f) + R_e - R_c \quad (9)$$

Where ρ_v and ρ_l are the density of vapor and liquid, respective, R_e and R_c are the rates of vapor generation and condensation, respectively.

To solve the equation, R_e and R_c need to be given. Singhal et.al.(2002) derived the expressions of R_e and R_c

$$R_e = -C_e \frac{\sqrt{k}}{S} \rho_l \rho_v \left(\frac{2p_v - p}{\rho_l} \right)^{\frac{1}{2}} (1 - f_v - f_g), \quad p < p_v \quad (10)$$

$$R_c = C_c \frac{\sqrt{k}}{S} \rho_l \rho_l \left(\frac{2p - p_v}{\rho_l} \right)^{\frac{1}{2}} f_v, \quad p > p_v \quad (11)$$



Figure 1. Lab. Water Tunnel and Draft Drawing

2.4 Lifting Line Designed Propellers

In 1952, H W Lerbs^[2] introduced a new method for calculating propellers named “lifting line”. Lerbs proposed to substitute the propeller blade with a so-called lifting line along which the radial distribution of lift is calculated under the influence of a number of trailing vortices. This was a new step forward in which the radial distribution of circulation (resembling lift or thrust) could be specified in order to obtain the optimum efficiency. An important difference from early days was the possibility to include the influence of the wake field. But the most consequential difference was the option to select profile section at each radius which could not only result in the optimum circulation/lift but which could also be selected with a combination of camber and pitch to achieve optimum cavitation performance, with the publication of the NACA airfoil sections. Series at almost the same time, a powerful tool was emerging, which for the first time could give the propeller designer a possibility to design a propeller with respect to cavitation aspects. See figure (2).

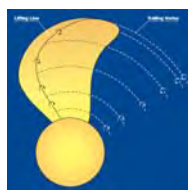


Figure 2. Principle of the “lifting line” calculation model^[2]

Evaluation of the cavitation was facilitated by the work of T Brockett^[3] who, for the above NACA airfoil sections, calculated a series of charts from which the onset of cavitation could be determined. Only the onset of cavitation could be calculated-not the degree of the chord-wise extension over the blade surface. As already mentioned a certain level of cavitation must regrettably be accepted on most merchant vessels in order not to compromise the efficiency too much. To overcome this obstacle, a method was devised by MAN B&W^[4] to calculate the chord-wise distribution of lift by using a conformal mapping technique. As a result the cavitation could be a truly integrated part of the design process for the first time. One disadvantage of the lifting line model lies in the nature of the method. The substitution of the blade with a lifting line implies that the chord-wise extension of the lift is not directly included in the solution. After the appearance of the lifting surface method, a set of correction factors has been published^[5,6] which can be incorporated into the lifting line model to improve the calculation accuracy.

2.5 Lifting Surface Designed Propellers

An improvement of the lifting line model was developed in the 1980's (Greeley and Kerwin^[7]) in an effort to overcome the shortcomings of the inadequate treatment of chord-wise lift of the

lifting line method as well as to include the influence of skew and rake. The method distinguishes itself from the lifting line, in the way it models the propeller blade. The surface of the blade is subdivided into a number of elements describing the surface, and on which a boundary condition of no through-flow is prescribed. To model the strength of the circulation/lift a distribution of vortices are located on the mean surface, and to include the effect of induced drag, a number of free trailing vortices are shed from each element. The method proved valuable in contribution to the understanding of skew and in particular its influence on pitch, camber and thickness which the lifting line had failed to do, without the inclusion of lifting surface correction factors. As with the lifting line method, the lifting surface method is sensitive as to how the trailing wake is modeled. This is especially important for heavily loaded propellers. See Figure (3).

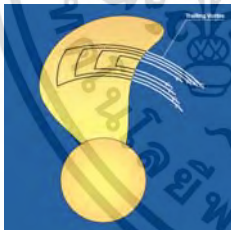


Figure 3. Principle of the "lifting surface" calculation model^[2]

2.6 Blade Design

With all preconditions set the blade design can proceed. The main objectives within the constraint mentioned earlier is to obtain as high a TPE as possible and to suppress the cavitation to an acceptable level. However, for a fixed propeller diameter the only part-efficiencies being influenced by the blade design are the open water efficiency and the relative rotate efficiency.

It is a common belief among propeller designers that the two design objectives are in contradiction to each other and consequently must be balanced to get a compromised design. But today some design features are available which can be applied to reduce the cavitation without sacrificing the efficiency. To build up a propeller blade, the complicated 3-dimensional form is usually reduced into 2-dimensional elements which are then adjusted during the design process.

2.7 Blade area

The blade area should be kept as small as possible in order to reduce the friction losses when turning in the water, but to suppress the cavitation extension a certain area is needed. A measure of the blade area is the so-called "blade area ratio" (A_e/A_o), which is the ratio of all the blades compared to the area of the circle circumscribed by the propeller diameter. See Figure (4).

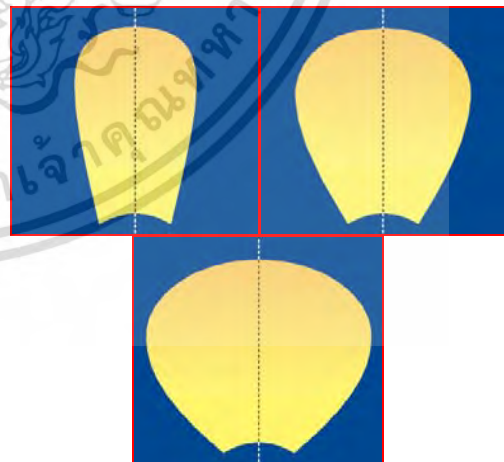


Figure 4. Different blade area ratios: Left: $A_e/A_o=0.40$, Center: $A_e/A_o=0.55$, Right: $A_e/A_o=0.70$ ^[2]

2.8 Blade shape

The blade shape can be varied to even out the cavitation along radius and in the case of a nozzle propeller, it is advantageous to have wide-chord length at the tip (Kaplan shape). See Figure (5).

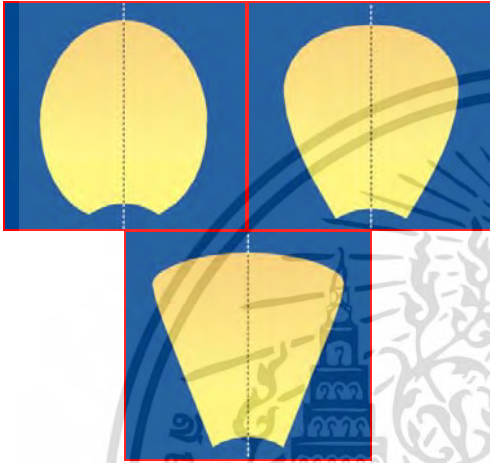


Figure 5. Different blade shapes, Max chord location varied from center of blade to tip of blade.^[2]

2.9 Skew angle

A powerful tool to suppress propeller induced noise and vibration is the application of skew. For modern CP propellers, the skew distribution is of the balanced type, which means that the blade chords at the inner radii are skewed (moved) forward, while at the outer radii the chords are skewed aft. By applying this type of skew it is possible to control the forces (spindle torque) needed for pitch settings. In most cases the blades will be balanced in such a way that the forces in the design pitch setting will be zero. Skew has the advantage of reducing the pressure impulses emitted from propeller to the hull surface to as much as one third of an un-skewed design

without sacrificing the efficiency, which will remain unchanged. See Figure (6),(7).

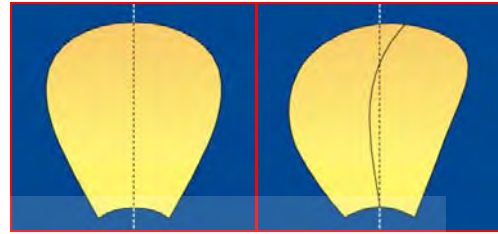


Figure 6. Left: Non Skew, Right: Low Skew^[2]

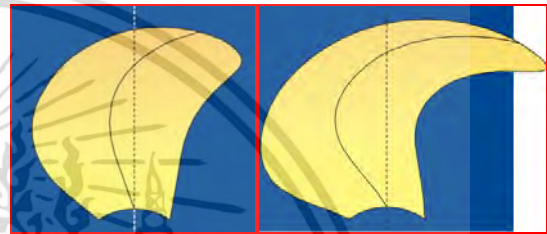


Figure 7. Left: Medium Skew, Right: High Skew^[2]

2.10 Rake

The noise and vibration level in the aft ship depends on the distance between the propeller tip and hull surface - in particular exactly above and in front of the propeller. A way of increasing the distance is to rake (incline) the blade towards aft. As with skew the efficiency remains unchanged. However, the blade is exposed to higher stresses originating from an increase in the centrifugal forces which must be counteracted by an increase in blade thickness. See Figure (8).

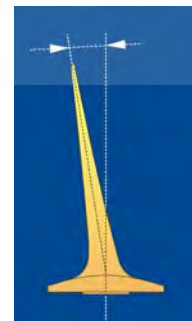


Figure 8. Aft raked propeller^[2]

In figures (10),(12) show drawing design of new propeller type 3 blade skew angle 30° EAR 35 and 50 respective, for Figure (11),(13) was

propeller model for casting furnaces. This is after casting already it given new propeller for experimental.

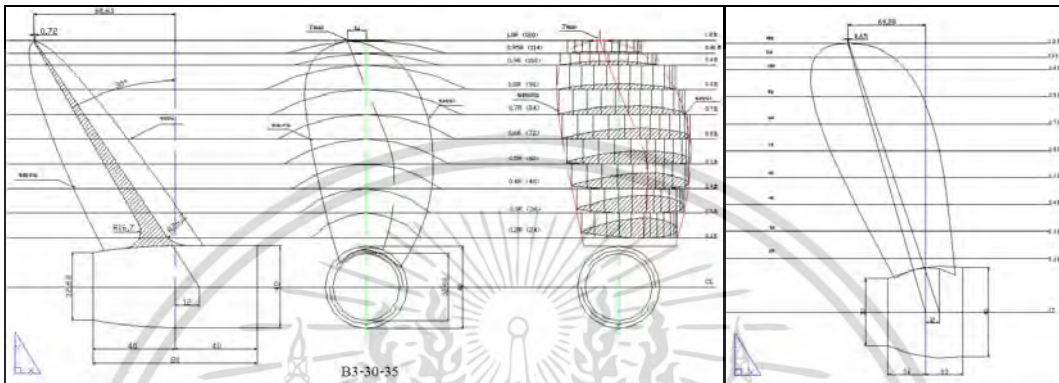


Figure 10. Drawing Type 3 Blades Angle 30 Degree Developed Area 35; (B3-30-35) (New Design)



Figure 11. Illustration of propeller Model and Propeller casting Type B3-30-35 (New Design)

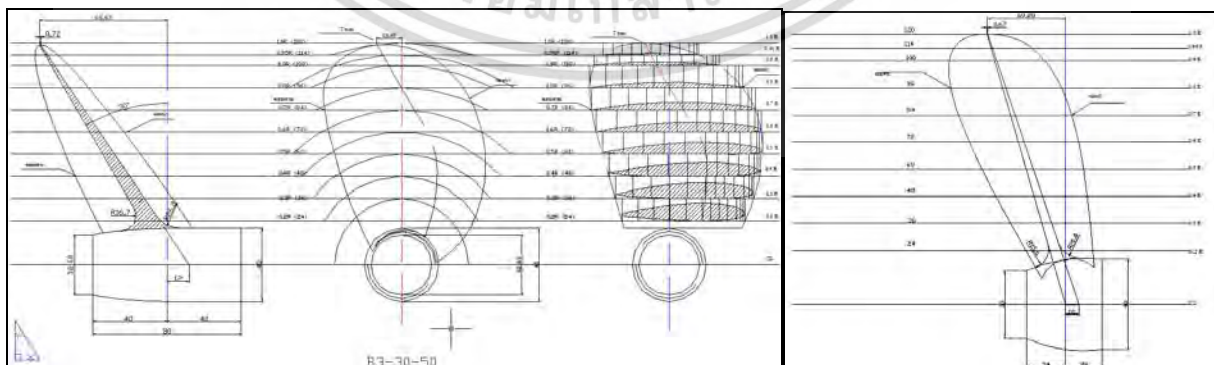


Figure 12. Drawing Type 3 Blades Angle 30 Degree Developed Area 50 (New Design)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



Figure 13. Illustration of propeller Model and Propeller casting Type B3-30-50 (New Design)

The photographs in Figure.(14),(15) show cavity Appearance of propeller 3 blade skew angle 30 degree developed area 35,(B3-30-35) velocity speed 600 and 800 rpm. Respective,

Type new design for Shallow-Fishery and Tailing Thai Boat, An example of sequence by camera at the time when impulsive force was measured.



Figure 14. Illustration of propeller cavitation type B3-30-35 Velocity 600 rpm. (Tank Test)



Figure 15. Illustration of propeller cavitation type B3-30-35 Velocity 800 rpm. (Tank Test)

The photographs in Figure.(16),(17) show cavity Appearance of propeller 3 blade skew angle 30 degree developed area 50,(B3-30-50) velocity speed 600 and 800 rpm. respective,

Type new design for Shallow-Fishery and Tailing Thai Boat, An example of sequence by camera at the time when impulsive force was measured.

ศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



Figure 16. Illustration of propeller cavitation type B3-30-50 Velocity 600 rpm. (Tank Test)



Figure 17. Illustration of propeller cavitation type B3-30-50 Velocity 800 rpm. (Tank Test)

4 CONCLUSIONS

An elucidate the bursting phenomenon of tip vortex cavitation, with experiments in a water tunnel and numerical simulation were carried out with two propellers, (B3-30-35, B3-30-50) and different thrust coefficients and cavitation numbers. The results obtained suggest that, large pressure fluctuations was measured twice in a series showing the bursting phenomenon in one rotation of propeller blade. In the first bursting tip vortex cavitation from the preceding blade interfere the sheet cavity, and that made the sheet cavity unstable and its trailing edge swelled significantly. When the sheer cavity was shed to the tip vortex cavitation and a vortex cavity from the trailing edge of the sheer cavity intertwined

with each other, causing implosion and rebound again and again. At this time, the tip vortex cavitation was spitted into many bubbles, and a bubble cluster, including small vortex cavities, formed. In the second, bursting occurred when the following blade approached upstream of the vibrating vortex, which had been intensely disturbed in the first bursting. The following blade swiftly obstructed the flow and caused tip vortex cavitation implosion and rebound again, and at that time bubbles in the tip vortex cavitation collapsed repeatedly and randomly.

The experiment has been considered to reduce the fluctuating pressure caused by bursting. One is to stabilize the tip vortex cavitation, and the other is to reduce the

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ทางการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

cavitation itself. The occurrence of tip vortex cavitation can be predicted by the rate of change of the tip vortex intensity. The bursting occurs because the rate of change of the tip vortex intensity is related to the stability of the tip vortex.

REFERENCES

- [1] Kuiper G., "The Wageningen Propeller Series.", Marin publication 92-001.,1992
- [2] Lerbs H.W, "Moderately loaded propellers with a finite number of blades and an arbitrary distribution of circulation.", SNAME Transaction, 60:73-117.,1952
- [3] Brockett, "Minimum pressure envelopes for modified NACA-66 sections with NACA a=0.8 camber and Buships type I and type II sections.", David Taylor Model Basin report 1780, 1966.
- [4] Nielsen J.R., "Program documentation. MAN B&W", internal document, 1992.
- [5] Morgan W.B., Silovic V., Denny, "Propeller lifting-surface corrections", SNAME Transaction 76:307-347.,1968
- [6] Cumming R.A., Morgan W.B., Boswell, "Highly skewed propellers", SNAME Transaction, Vol.80,1972
- [7] Greeley D.S., Kerwin J.E., "Numerical methods for propeller design and analysis in steady flow", SNAME Transaction 90: 415-453.,1982
- [8] A.H. Techet. Prof, "Hydrodynamics Reading", Version 3.0, pp.1-19, 2005
- [9] Bal S., Kinnas S.A., "A BEM for the prediction of free surface effects on cavitating hydrofoils"., computational Mechanics (28), 2002
- [10] Young Y.L., Kinnas S.A., "A BEM for the prediction of unsteady midchord face and/or back propeller cavitation", Journal of fluids engineering, Vol.123, 2001
- [11] Vaz G., Bosschers J., "Modeling three dimensional shear cavitation on marine propellers using a boundary element method", 6th international symposium on cavitation, The Netherlands, 2006
- [12] Bin Ji. et. Al., "Numerical investigation of unsteady cavitating turbulent flow around a full scale marine propeller", 9th international conference on hydrodynamics, Shanghai China, Oct 11-15, 2010
- [13] Nabil H. Mostafa, Mohammed A. Boraey, "Numerical and experimental investigation of cavitation in axial pumps", 8th international water technology conference, IWTC11, Sharm El-Sheikh Egypt, pp.553-564, 2007
- [14] R. Arazgaldi, A. Hajilouy, B. Farhanieh, "Experimental and numerical investigation of marine propeller cavitation", Scientia Iranica, Vol.16, No.6, pp.525-533, 2009
- [15] Akihisa Konno et.al., "On the mechanism of the bursting phenomena of propeller tip vortex cavitation", Journal of Marine Science and Technology,6:181-192, 2002

ACKNOWLEDGEMENTS

The authors would like to thank Capt.Sarawut Wongchenyour; Royal Thai Navy for contributions toward this work. This work is supported by ANSYS Software at KMIT'L.

Case Study New design 3 Blades Type on 35 Developed Area and Testing cavitation of Tailing Thai Boat

Jaruphant Noosomton^{a,*}, Jarruwat Charoensuk^a

^aFaculty of Engineering, Department of Mechanical Engineering, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, Chalongkrung rd., Ladkrabang, Bangkok Thailand 10520

*Corresponding Author: noosint2514@hotmail.com

Abstract

This paper presents to case study new design of propeller 3 blade types and focus cavitation flow around ship propellers experimentally. Testing of different types new model propellers and local type propellers are performed in this study. A 3-blades, skew angle 22 degree, developed area 35 which call Model-A (B3-22-35) and comparison which local type propeller commonly used by Thai fishermen. A practical design method was achieved by combining a vortex lattice lifting method and lifting surface method. The optimum circulation distribution yielding the maximum lift-to-torque ratio was computed for given thrust and chord lengths along the radius of the propeller by dividing the blade into a number of panels extending from hub to tip. The radial distribution of bound circulation could be computed by a set of constant-strength vortex elements. The cavitation phenomenon of new design appeared to be less than local type.

Keywords: Skew Angle, Developed Area, Cavitation

Number (σ).

1. Introduction

1.1 Background of the Problem

Cavitation flows are highly complicate because it is a rapid phase change phenomenon, which often occurs in the high-speed or rotating fluid machineries. It is well known that the cavitation flows is of great consideration in the design process of marine propellers and must be optimized for specified operating condition. Although computational

fluid dynamics has played an important role in design process of marine propellers for more than two decades, a conventional design method so-called "The lifting line method (LLM)" and "A vortex-lattice method (VLM)" was introduced for the analysis of fully wetted propeller flows by G.Kuiper⁽¹⁾, the method was later extended to treat unsteady sheer cavitating flows by Akihisa Konno⁽²⁾ and Breslin and colleagues⁽³⁾. In Kinnas⁽⁴⁾, Kinnas and Pyo⁽⁵⁾, a leading-edge correction was introduced to account for the defect of the linear cavity solution near a round leading edge, with this design method, the blade shape is replaced by an infinitely thin surface which takes the form of the blade camber line upon which a distribution of vortices is placed in both the spanwise and chord directions^(8,9). The method of this type used this basis for their formulations and the solution of the flow in many ways of the thin blades. Additionally, the vortex lattice method is adopted as part of the lifting surface method. It is discretize from the continuous distributions of vortices and sources which are replaced by a finite set of straight line elements of constant strength whose end points lie on the blade camber surface. From this system of line vortices, the velocities are computed at a number of suitably located control points between the elements. Their distributions at time and space have to be determined using the boundary conditions of the flow condition being analyzed. The source distributions, however, are independent with time and their distributions over the blade are established using a strip-wise application of thin blade at each of the radial positions.

When applied for the design of blade, the geometry of the blade is only partially known in so far as the radial distributions of chord, while rake, skew and section thickness distributions are known. The radial distribution of

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาค้นคว้าเท่านั้น ผู้ใช้ต้องรับผิดชอบต่อเนื้อหาและการใช้

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

pitch and the chord-wise and radial distribution of camber remain to be determined. In order to solve the new design the source and vortex distributions representing the blades and their wakes need to be placed on suitable reference surfaces to enable the induced velocity field. Linear theory assumes that the perturbation velocities due to the propeller are small compared with the inflow velocities. However, the real viscous and turbulent behavior of flow shows the phenomenon of divergence with this design method, for instance, in the calculation of the radial loading parameter. If this carry a stage further the divergence becomes increasingly larger when using this method for determination of camber and angle of attack and hence section pitch. This is in part due to the variety of correction procedure adopted for the lifting line method which, a conceptual way, the basis of the lifting surface method^(6,7).

Despite of above mentioned, the methodology for low-speed propeller as normally used in shallow fishery in developing world has, however, been at the early stage and far from those normally performed in design and analysis of propeller blade in marine industry. This paper aims to show technique of vortex lattice lifting method and lifting surface method which have not yet been used for low-speed, diesel-engine driven, propellers for tailing Thai boat.

In this paper, the cavitation performance and open water performance of Tailing Thai Boat, 3 Blade type on 22 degree skew angle and 35 developed area. The effect of non-condensable gas mass fraction of predicted cavitation performance was mainly studied. The predicted cavity shapes were in good agreement with comparison the local domestic propeller. Which the shallow-fishery and tailing Thai boat used low-diesel engine by the researcher observation and result on open literature.

2. Description and Experiment

2.1 Description

2.1.1 Propeller Design

It's my intention to discuss these new developments. The focus of this paper is to assessment the supplication to propeller design and the possibilities which arise. For that purpose I will consider a local propeller designer, who has to design a ship propeller for tailing Thai boat. Which this researches to practical design method was achieved by combining a vortex lattice lifting method and lifting surface method.

2.1.2 Propeller Performance

The propeller design generally starts with a given hull form a required ship speed. Important goals of the propeller design are minimum power or call optimum efficiency and the correct rotation rate of the propeller by up to the main engine. And there are two important boundary conditions at full scale^(6,7).

A. Determination of propeller inflow

The propeller thrust is difficult to measure at full scale, but at least it is an existing force. This is different for the nominal wake distribution, which the full scale of source code program (SCP)⁽¹⁰⁾ for calculations not only gives the required propeller thrust, but also the total velocity distribution in front of the propeller. And this total velocity field in front of a propeller can be validated at full scale because it exists in this SCP. The total inflow into the propeller induced velocities can be subtracted to give the inflow distribution for the propeller design. The propeller induced velocities can be estimated from a preliminary propeller design and can be adjusted iteratively later on. When a calculation for model scale is combined with a propeller performance calculation the calculated required torque at model scale can be validated also by a propulsion test, which gives another anchorpoint for the calculation of the propeller inflow distribution. Again, this gives only an anchorpoint. The calculation for full is fully SCP. An important aspect of this approach is that the nominal wake is again omitted.

B. Determination of Thrust

The propeller design then has to find the required thrust and inflow velocity or wake distribution of propeller. What the normally gets from model test is the resistance, a nominal wake field and a thrust deduction. A rather crude extrapolation is then applied involving flat plate resistance and roughness allowances to arrive at a resistance prediction for full scale. The problem is that the full scale resistance cannot be measured. It is a purely conceptual quantity to arrive at the required full scale thrust. It seems attractive to validate the source code program (SCP) for calculations with the measured resistance at model scale. This resistance is measured with high accuracy because even very small differences count for the fuel consumption of a ship. As a result the source code program (SCP) for calculations sometimes cannot match the accuracy, however, is a wrong comparison, because there is not real

need for the source code program (SCP) for calculations to predicted the model resistance more accurately than the whole chain in the experimental extrapolation method. And this can be include the propeller action, although a realistic loading distribution makes symmetry of the calculation impossible and thus increases the calculate time. The challenge of research program at model basins is then not to calculate the ship resistance at model scale with the same accuracy as the model test, but to establish a correlation between the calculated results of propeller torque and full scale data. If the deviations of the full scale torque from the calculated torque are smaller than from extrapolated model tests, an improvement has been obtained. In that case the resistance without propeller and the nominal wake become irrelevant.

2.2 Experimentation

From the design method mentioned in the earlier section the characteristic curves under cavitation and non-cavitation conditions can be determined. Usually, the characteristic curves are variations of thrust and torque coefficients, with respect to the advance coefficient. In obtaining the characteristic curves by lift surface method the rotational speed was kept constant and the advance velocity was varied in the range of allowable water tunnel flow speed (e.g., in the current water tunnel, 0 - 3.5 m/s). Thus, different values for the advance coefficient were obtained, see Fig. (1). this section also illustrates the test results of newly designed propellers, namely Model A and against the conventional propeller, Model C. The main purpose of this performance test on this newly designed propeller in the water tunnel against the domestic type conventionally used in Thailand (Table1) was to compare the behavior of occurring bubble at various rotational speeds. In the non-cavity test, the static pressure was constant at the value of the usual operating pressure.

Cavity at 0.7R	1.566	-
----------------	-------	---

The reason behind the above mentioned procedure lies in the type of dimensional analysis that is used for deriving non-dimensional coefficients in characteristic curves. The necessary dimensional analysis for open water conditions has been calculated but not given in this paper. In cavitation analysis, two kinds of curves were derived. One was the characteristic curve in a constant cavitation number, which was used to show the deviation of torque and thrust from a non-cavitation state. The second was the diagram of torque and thrust coefficients on the basis of the cavitation number, which was used to show the cavitation breakdown analysis. Then the static pressure and advance velocity inside the cavitation tunnel test section were lowered gradually in order to sketch the required diagrams. Axial velocity was varied from 0.3 to 3.5 m/s. It is seen from Fig. (1) That at low values of J , there is an appreciable difference between the results. This is a general fact because according to the definition, K_T is proportional to the first power of thrust rather than the second power of rotational speed as seen in the denominator.

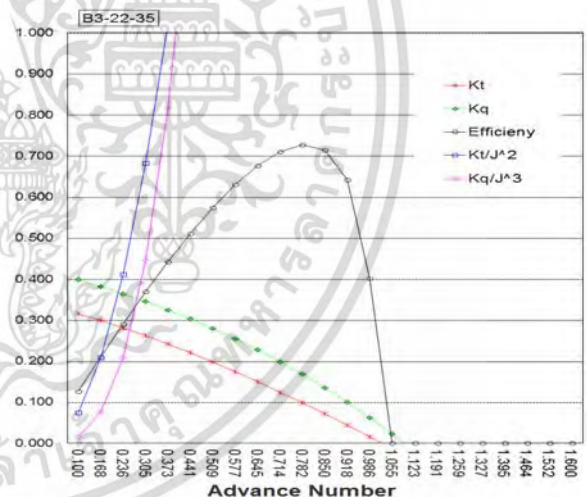


Fig. 1. Characteristic curve of Model-A Type 3 Blade 22° skew angle and 35 developed area (B3-22-35)

Table 1. Principal particular of new design Model-A and Model-C (Local type)

Model Name	Model-A (3-22-35)	Model-C (Local)
Number of blades	3	2
Diameter (m)	0.24	0.25
P/D	0.94	-
EAR=AE/AO	0.35	~0.50
Skew Angle (degree)	22	~21
Open W. eff.	0.83	-



Fig. 2. Illustrations of Tailing Thai Boat with 2-blades type propeller



Fig. 3. Installation of propeller in the water tunnel

Test unit and propeller installation in a water tunnel laboratory in the southern part of Thailand. Fig. (2) Depicts the installation of the propeller on tailing Thai Boat and Fig. (3) Shows the installation of the propeller inside the water tunnel. Figs. (4) and (5) Shows the body plan of the geometry and propeller model of the Model A [B3-22-35].

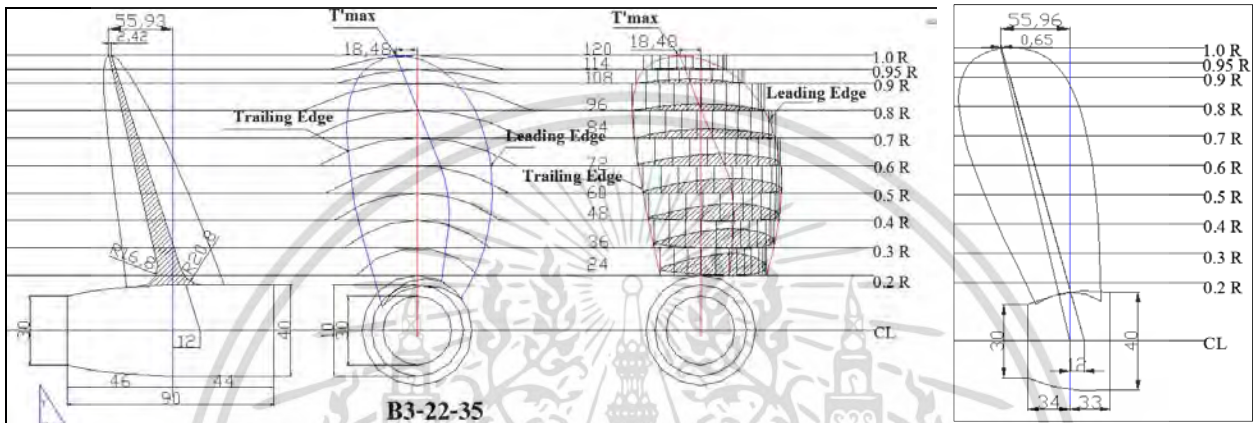


Fig. 4. Drawing Design 3 Blades Type 22° Skew Angle Developed Area 35(New Design, Model-A)



Fig. 5. Illustration of propeller Model Type B3-22-35 (New Design, Model A)

The characteristic curve throughout cavitation and cavitation free conditions are also compared, see Fig. (1) For a blade designed up to maximum rotational speed of 1185 rpm (a predefined designed speed) when maximum cavitation occur. Due to limitation of test tank facility, operating condition was carried out 850 rpm. These data were used as a design condition for the new models and therefore used to carry out the experimental result. The misbelieving among local operators regarding the role of cavitation bubbles on performance of the propeller is the major cause of inefficient use of energy in Thailand’s local fishery industry. It is necessary to provide strong evidence, how generated bubbles could deteriorate the blade’s mechanical integrity and to see how bubbles could have negative effect to the blade performance. To serve this purpose the test result on Model C was done at 850 rpm and further extended to 900 rpm in order to demonstrate full cavitation. According to the plan, this experimental work would include test conditions of Model A at 850 rpm. However, the support structure of the test tank and the bed of the channel had shown a sign of damage. The experimental work at this particular condition was then cancelled.

The test results of model A and model C in non-cavitation states with the rotational speeds of 850 rpm and 900 rpm are depicted in Figs. (6),(7) and (8). The testing results of propellers for non-cavitation conditions are essential before proceeding to cavitation conditions for two reasons. Firstly, this test result will be a platform where the numerical method is validated for simulation of the fluid flow around the propeller models. Secondly, solving the flow fields in non-cavitating conditions is used as the initial condition for cavitation simulations which will be presented in the next paper

ที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Table 2. Summary of test conditions all experiments were carried out at water flow speed of 3.5 m/s.

Test condition,(rpm)	Model A	Model C	Remark
850	✓	✓	To compare cavitation among Model A and C
900	N/A**	✓	To observe full cavitation of Model C

** Not available due to high thrust force and bed pressure that may cause damage to the test tank

The quantitative investigation on cavitation had been carried out given in Fig. (6) As for model A. The angular speed of this test condition was at 850 rpm, this is a new

design for Shallow-Fishery and Tailing Thai Boat. Below are series of pictures taken in consequence by a camera at the time impulsive force was detected.

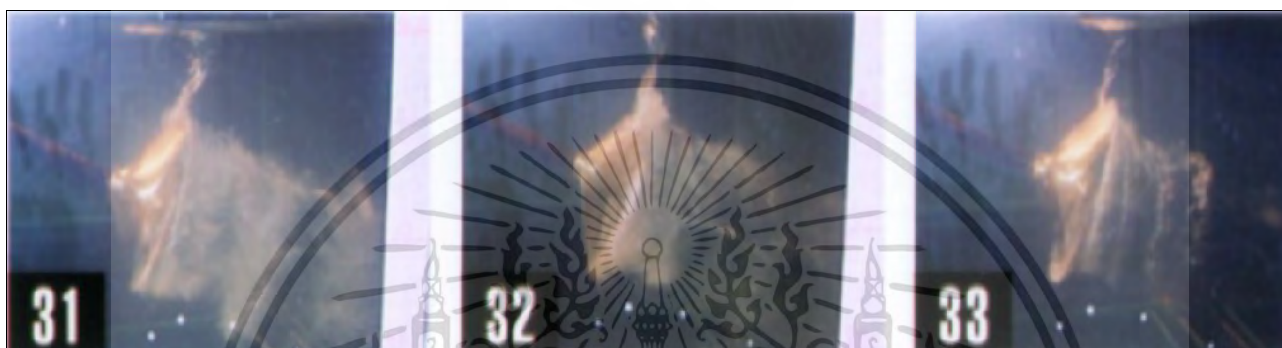


Fig. 6. Illustration of propeller cavitation Model A at rotational speed 850 rpm.

3. Discussion

3.1 Discussion; Cavitation of Model A (New design) and Model B at 850 rpm.

The rotational speed 850 rpm from Fig. (6) found that skew angle 22°, developed area 35 have been that ring of cavitation less many than that occurred less than model C. In Figs. (7) and (8) are the photographs for propeller type: Model C, which is commonly used by locals. They show the cavitation developed strongly when the rotational speed is as high as 850 rpm which the pictures are found that the occurred of behavior cavitation in Model C, it is formed in front of blade (discharge side) and it a negative pressure. So the demonstrated seen how that the propeller was low performance.

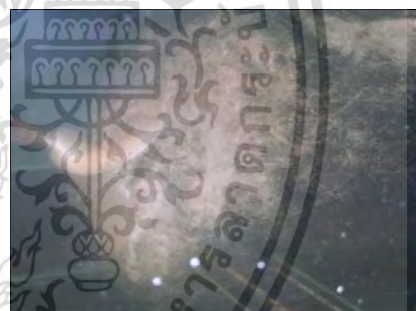
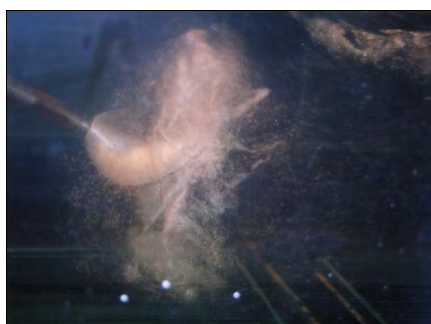


Fig. 7. Illustration of propeller cavitation Model C at rotational speed 850 rpm

One should be noted that in Fig. (7) Cavitation occurred with Model C at 850 rpm and at axial velocity of 2.5 m/s. It suggested the cavitation surface was glassy smooth and the propeller blade surface was seen clearly behind the surface. Thus, it could be deduced that the formed cavitation was the sheet cavitation. The propeller was further tested at 900 rpm with a cavity greater developed up to full area of the blade, the photographs of such test condition is given in Fig. (8) The large pressure fluctuation was measured twice in a series showing the bursting phenomenon in one rotation of propeller blade In the first stage, bursting tip vortex cavitation from the preceding blade interfere the sheet cavity, and that made the sheet cavity unstable and its trailing edge swelled significantly. The sheer cavity was shed to the tip vortex cavitation and a vortex cavity from the trailing edge of the sheer cavity intertwined with each

other, causing implosion and rebound again and again. At this time, the tip vortex cavitation was spitted into many bubbles, and a bubble cluster, including small vortex cavities, formed. Instantaneously, bursting occurred when the following blade approached upstream of the vibrating vortex, which had been intensely disturbed in the first bursting. The following blade swiftly obstructed the flow and caused tip vortex cavitation implosion and rebound again, and at that time bubbles in the tip vortex cavitation collapsed repeatedly and randomly.



Fig. 8. (b) Full cavitation at rotational speed 900 rpm, local type propeller



Fig. 8. (a) Initial Cavitation of Model C



3. Conclusion

In this paper, cavitation flow is investigated experimentally on new designed and one conventional propeller for shallow-fishery and tailing Thai boat. The preliminary experimental result of the new blades shows better performance when compared with local domestic type. The cavitation performance and open water performance of Shallow-Fishery and Tailing Thai Boat based on transport equation and standard $k-\omega$ turbulent. The elucidation bursting phenomenon of tip vortex cavitation, with experiments in a water tunnel were carried out with two propellers, new propeller (B3-22-35) having different thrust coefficients and cavitation numbers. The results obtained suggested that, the modification in blade design has been considered to reduce the fluctuating pressure caused by bursting. One is to stabilize the tip vortex cavitation, and the other is to reduce the cavitation itself. The occurrence of tip vortex cavitation can be predicted by the rate of change of the tip vortex intensity. The bursting occurs because the rate of change of the tip vortex intensity is related to the stability of the tip vortex. The achievement of this investigation will be presented in the next publication. However, this investigation suggests that the present approach is practicable as a design approach for low speed propeller for Thailand fishery industry.

Acknowledgement

This study was partly supported by the Thailand Research Fund (TRF; www.trf.or.th) and the authors would like to thank Nakhon Si Thammarat Seaboard Industrial College, and Captain Sarawut Wongchenyour (RTN.), Royal Thai Navy for contributions toward this work.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นิยมนำไปเผยแพร่โดยไม่ได้รับอนุญาต
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

References

- (1) G. Kuiper: "New developments and propeller design", Journal of Hydrodynamics, Ser. B, Volume 22, Issue 5, Supplement 1, pp.7-16, 2010
- (2) Akihisa Konno et.al.: "On the mechanism of the bursting phenomena of propeller tip vortex cavitation", Journal of Marine Science and Technology, Volume 6, Issue 4, pp. 181-192, 2002
- (3) Breslin J., Van Houtec R., Kerwin J., and Johnson C,-A.: "The cortical and experimental propeller-induced hull pressures arising for intermittent blade cavitation, loading, and thickness", Transaction of SNAME, 90:111-151,1982
- (4) Kinnas S.: "Leading edge corrections to the linear theory of partially cavitation hydrofoils", Journal of Ship Research, 35:15-27, 1991
- (5) Kinnas S., and Pyo S.: "Cavitation propeller analysis including the effects of wake alignment", Journal of Ship Research, 43:38-47, 1992
- (6) G Kuiper, M Grimm, B McNeice, et.al.: "Propeller Inflow at Full Scale during a Manoeuvre", 24th Symp. On naval Hydrodynamics, Kuruoka, Japan, 2002
- (7) G Kuiper, S D Jessup.: "A Propeller Design Method for Unsteady Conditions", SNAME Transactions, Centennial Meeting, 1993
- (8) Otsuka S., Tsujimoto Y., Kamijo K., Furuya O.: "Frequency Dependence of mass Flow Fain Factor and Cavitation Complicance of Cavitating Inducers", ASME Journal of Fluid Engineering, Vol.118, No.4, pp.400-408, 1996.
- (9) Rhee S.H., Kawamura T. and Li H.: "Propeller cavitation study using an unstructured grid based Navier-Stoker solver", ASME Journal Fluids Engineering, Vol.127, pp.986-994, 2005
- (10) J Noosomton, J Charoensuk: "Performance Design and Testing of Propeller for Shallow-Fishery and Tailing Thai Boat: 2-blade type Part (2) : A method for optimum cavitation of ship propeller", [C] 4th TSME International Conference on Mechanical Engineering, Pattaya Chonburi, 16-18 October 2013

Case Study: Method New Design of Propeller 3 Blades Type on 75 Developed Area and Testing cavitation of Tailing Thai Boat

Jaruphant Noosomton^{a,*}, Jaruwat Charoensuk^a

^aFaculty of Engineering, Department of Mechanical Engineering,

King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang

Chalongkrung rd., Ladkrabang, Bangkok Thailand 10520

Tel. (66)-0-2326-9987, Fax. (66)-0-2326-9053

*Corresponding Author: noosint2514@hotmail.com

ABSTRACT

This paper presents to case study the method new design of propeller 3 blade types and focus cavitation flow around ship propellers experimentally. Testing of different types new model propellers and local type propellers are performed in this study. A 3 blades, 18° skew angle, 75 developed area which call Model-A (B3-18-75)

Keyword: Skew Angle, Developed Area, Cavitation Number (σ)

1. Introduction

1.1 Statement of the Problem

Cavitation flows are highly complicate because it is a rapid phase change phenomenon, which often occurs in the high-speed or rotating fluid machineries. It is well known that the cavitation flows is of great consideration in the design process of marine propellers and must be optimized for specified operating condition. Although computational fluid dynamics has played an important role in design process of marine propellers for more than two decades, a conventional design method so-called The lifting line method (LLM) and A vortex-lattice method (VLM) was introduced for the analysis of fully wetted propeller flows by Kerwin and Lee, the method was later extended to treat unsteady sheer cavitating flows by Lee and Breslin and colleagues. In Kinnas and Pyo, a leading-edge correction was introduced to account for the defect of the linear cavity solution near a round leading edge, with this design method, the

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้เพื่อใช้ในการศึกษาและวิจัยเท่านั้น ไม่สามารถ
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

blade shape is replaced by an infinitely thin surface which takes the form of the blade camber line upon which a distribution of vortices is placed in both the spanwise and chord directions. The method of this type used this basis for their formulations and the solution of the flow in many ways of the thin blades. Additionally, the vortex lattice method is adopted as part of the lifting surface method. It is discretize from the continuous distributions of vortices and sources which are replaced by a finite set of straight line elements of constant strength whose end points lie on the blade camber surface. From this system of line vortices, the velocities are computed at a number of suitably located control points between the elements.

Their distributions at time and space have to be determined using the boundary conditions of the flow condition being analyzed. The source distributions, however, are independent with time and their distributions over the blade are established using a strip-wise application of thin blade at each of the radial positions. When applied for the design of blade, the geometry of the blade is only partially known in so far as the radial distributions of chord, while rake, skew and section thickness distributions are known. The radial distribution of pitch and the chord-wise and radial distribution of camber remain to be determined. In order to solve the new design the source and vortex distributions representing the blades and their wakes need to be placed on suitable reference surfaces to enable the induced velocity field. Linear theory assumes that the perturbation velocities due to the propeller are small compared with the inflow velocities.

However, the real viscous and turbulent behavior of flow shows the phenomenon of divergence with this design method, for instance, in the calculation of the radial loading parameter. If this carry a stage further the divergence becomes increasingly larger when using this method for determination of camber and angle of attack and hence section pitch. This is in part due to the variety of correction procedure adopted for the lifting line method which, a conceptual way, the basis of the lifting surface method. Despite of above mentioned, the methodology for low-speed propeller as normally used in shallow fishery in developing world has, however, been at the early stage and far from those normally performed in design and analysis of propeller blade in marine industry. This paper aims to show technique of vortex lattice lifting method and lifting surface method which have not yet been used for low-speed, diesel-engine driven, propellers for tailing Thai boat.

In this paper, the cavitation performance and open water performance of Tailing Thai Boat, 3 Blade type on 18° skew angle, 75 developed area. The effect of non-condensable gas mass fraction of predicted cavitation performance was mainly studied. The predicted cavity shapes were in good agreement with comparison the local domestic propeller. Which the shallow-fishery and tailing Thai boat used

low-diesel engine by the researcher observation and result on open literature.

1.2 Authors

Lecturer Jaruphant Noosomton , Faculty of International Maritime College, Kasetsart University, Sri Racha Campus, 199 Moo 6 Sukhumvit rd., Tungsukla, Sri Racha, Chonburi, 20230 Thailand and e-mail: imcjr@src.ku.ac.th.

2. Description and Experiment

2.1 Description

2.1.1 Propeller Design

It's my intention to discuss these new developments. The focus of this paper is to assessment the supplication to propeller design and the possibilities which arise. For that purpose I will consider a local propeller designer, who has to design a ship propeller for tailing Thai boat. Which this researches to practical design method was achieved by combining a vortex lattice lifting method and lifting surface method.

2.1.2 Propeller Performance

The propeller design generally starts with a given hull form a required ship speed. Important goals of the propeller design are minimum power or call optimum efficiency and the correct rotation rate of the propeller by up to the main engine. And there are two important boundary conditions at full scale.

1.1 *Determination of propeller inflow*

The propeller thrust is difficult to measure at full scale, but at least it is an existing force. This is different for the nominal wake distribution, which the full scale of source code program (SCP) for calculations not only gives the required propeller thrust, but also the total velocity distribution in front of the propeller. And this total velocity field in front of a propeller can be validated at full scale because it exists in this SCP. The total inflow into the propeller induced velocities can be subtracted to give the inflow distribution for the propeller design. The propeller induced velocities can be estimated from a preliminary propeller design and can be adjusted iteratively later on. When a calculation for model scale is combined with a propeller performance calculation the calculated required torque at model scale can be validated also by a propulsion test, which gives another anchorpoint for the calculation of the propeller inflow distribution. Again, this gives only an anchorpoint. The calculation for full is fully SCP. An important aspect of this approach is that the nominal wake is again omitted.

1.2 Determination of Thrust

The propeller design then has to find the required thrust and inflow velocity or wake distribution of propeller. What the normally gets from model test is the resistance, a nominal wake field and a thrust deduction. A rather crude extrapolation is then applied involving flat plate resistance and roughness allowances to arrive at a resistance prediction for full scale. The problem is that the full scale resistance cannot be measured. It is a purely conceptual quantity to arrive at the required full scale thrust. It seems attractive to validate the source code program (SCP) for calculations with the measured resistance at model scale. This resistance is measured with high accuracy because even very small differences count for the fuel consumption of a ship. As a result the source code program (SCP) for calculations sometimes cannot match the accuracy, however, is a wrong comparison, because there is not real need for the source code program (SCP) for calculations to predicted the model resistance more accurately than the whole chain in the experimental extrapolation method. And this can be include the propeller action, although a realistic loading distribution makes symmetry of the calculation impossible and thus increases the calculate time. The challenge of research program at model basins is then not to calculate the ship resistance at model scale with the same accuracy as the model test, but to establish a correlation between the calculated results of propeller torque and full scale data. If the deviations of the full scale torque from the calculated torque are smaller than from extrapolated model tests, an improvement has been obtained. In that case the resistance without propeller and the nominal wake become irrelevant.

2.1.3 Integral Formulation

Consider a right hands propeller rotating with constant angular velocity ω in the axisymmetric incoming flow field V_∞ it same conclusion can be drawn for the simpler case of a wing subjected to an uniform inflow, neglecting the angular velocity term. In the (x_p, y_p, z_p) coordinate system that rotates with the propeller, the total velocity vector V can be written as the sum of the relative undisturbed inflow V_{rel} and the perturbation potential velocity q_{ind} , due to the velocity influence of the propeller itself on the velocity field:

$$V = V_{rel} + q_{ind} \quad (1)$$

Where the relative velocity V_{rel} , in the propeller reference system, can be written as:

$$V_{rel} = V_\infty - \omega \times r \quad (2)$$

With the assumption of an inviscid flow, irrotational flow and incompressible fluid, the perturbation velocity can be written in terms of a scalar function, the perturbation potential, which satisfies the Laplace equation:

$$q_{ind} = \nabla \phi, \quad \nabla^2 \phi = 0 \quad (3)$$

By applying Green's second identity for the perturbation potential, the differential problems (3) can be written in integral form with respect to the potential ϕ_p at every point p laying on to the geometry boundaries. The perturbation potential ϕ_i represents the internal perturbation potential, that must be set equal to zero in order to simulate fluid at rest inside the boundaries of all the bodies subject to the external inflow (Blade, hub).

$$2\pi\phi_p = \int_{S_b+S_{cb}} [\phi_q - \phi_{q_i}] \frac{\partial}{\partial n_q} \frac{1}{r_{pq}} dS - \int_{S_b+S_{cb}} \left[\frac{\partial\phi_q}{\partial n_q} - \frac{\partial\phi_{q_i}}{\partial n_q} \right] \frac{1}{r_{pq}} dS + \int_{S_w} \Delta\phi_q \frac{\partial}{\partial n_q} \frac{1}{r_{pq}} dS \quad (4)$$

When subscript q corresponds to the variable point in the integration, n is the unit normal to the boundary surfaces and r_{pq} is the distance between points p and q . equation (4) expresses the potential on the propeller blade as a superposition of the potential induced by a continuous distribution of the sources on the blade and hub surfaces and a continuous distribution of dipoles on the blade, hub and wake surface that can be calculated, directly, via boundary conditions, or indirectly inverting equation (4).

2.1.4 Boundary Conditions

For the solution of equation (4) a certain number of boundary conditions must be applied. Different approaches are possible: a fully linear approach, in which cavity velocities can be considered enough small to allow linearization of boundary conditions or a fully nonlinear one, in which singularities are located on the cavity surface that need to be found iteratively. On the other hand, assumed on the wetted part of the body the kinematic boundary condition holds and allows defining the source strengths in terms of the known inflow velocity relative to the propeller reference system:

$$\frac{\partial\phi_q}{\partial n_q} = -V \cdot n_q \quad (5)$$

At the blade trailing edge the Kutta condition states that the flow must leave with a finite velocity or that the pressure jump at the blade trailing edge must be zero. In a steady problem, the Kutta condition allows to write the dipole intensities, constant along each streamlines, on the wake, first, applying the "linear" Kutta condition:

$$\Delta\phi_{T.E.} = \phi_{T.E.}^U - \phi_{T.E.}^L + V_{rel} \cdot r_{T.E.} \quad (6)$$

When the subscripts U and L stand for the upper and the lower face of the trailing edge. After, the zero pressure jumps can be achieved via an iterative scheme. In fact the pressure difference at trailing edge at each m streamlines is a non linear function of dipole intensities on the blade:

$$\Delta p_m(\phi) = P_m^U(\phi) - P_m^L(\phi) \quad (7)$$

2.1.5 Full Cavitation Model

The mixed density is controlled by vapor volume fraction f :

$$\frac{1}{\rho_m} = \frac{f}{\rho_v} + \frac{1-f}{\rho_l} \quad (8)$$

The vapor transport equation is written as:

$$\frac{\partial(\rho_m f)}{\partial t} + \nabla(\rho_m \bar{V} f) = \nabla(\mu_t \nabla f) + R_e - R_c \quad (9)$$

Where ρ_v and ρ_l are the density of vapor and liquid, respective, R_e and R_c are the rates of vapor generation and condensation, respectively. To solve the equation, R_e and R_c need to be given. Singhal⁽¹¹⁾ derived the expressions of R_e and R_c , For this Figure (3) shows Lab. water tunnel and draft drawing.

$$R_e = -C_e \frac{\sqrt{k}}{S} \rho_l \rho_v \left(\frac{2}{3} \frac{p_v - p}{\rho_l} \right)^{\frac{1}{2}} (1 - f_v - f_g), \quad p < p_v \quad (10)$$

$$R_c = C_c \frac{\sqrt{k}}{S} \rho_l \rho_l \left(\frac{2}{3} \frac{p - p_v}{\rho_l} \right)^{\frac{1}{2}} f_v, \quad p > p_v \quad (11)$$

2.2 Experimentation

From the design method mentioned in the earlier section the characteristic curves under cavitation and non-cavitation conditions can be determined. Usually, the characteristic curves are variations of thrust and torque coefficients, with respect to the advance coefficient. In obtaining the characteristic curves by lift surface method the rotational speed was kept constant and the advance velocity was varied in the range of allowable water tunnel flow speed (e.g., in the current water tunnel, 0 - 3.5 m/s). Thus, different values for the advance coefficient were obtained, see Fig. (1). this section also illustrates the test results of newly designed propellers, namely Model A and against the conventional propeller, Model C. The main purpose of this performance test on this newly designed propeller in the water tunnel against the domestic type conventionally used in Thailand (Table1) was to compare the behavior of occurring bubble at various rotational speeds. In the non-cavity test, the static pressure was constant at the value of the usual operating pressure.

Table 1. Principal particular of new design Model-A and Model-C (Local type)

Model Name	Model-A(3-18-75)	Model-C (Local)
Number of blades	3	2
Diameter (m)	0.24	0.25
P/D	0.906	-
EAR=AE/AO	0.75	~0.50
Skew Angle (degree)	18	~21
Open W. eff.	0.64	-

Cavity at 0.7R	1.681	-
----------------	-------	---

The reason behind the above mentioned procedure lies in the type of dimensional analysis that is used for deriving non-dimensional coefficients in characteristic curves. The necessary dimensional analysis for open water conditions has been calculated but not given in this paper. In cavitation analysis, two kinds of curves were derived. One was the characteristic curve in a constant cavitation number, which was used to show the deviation of torque and thrust from a non-cavitation state. The second was the diagram of torque and thrust coefficients on the basis of the cavitation number, which was used to show the cavitation breakdown analysis. Then the static pressure and advance velocity inside the cavitation tunnel test section were lowered gradually in order to sketch the required diagrams. Axial velocity was varied from 0.3 to 3.5 m/s. It is seen from Fig. (1) That at low values of J , there is an appreciable difference between the results. This is a general fact because according to the definition, K_T is proportional to the first power of thrust rather than the second power of rotational speed as seen in the denominator.

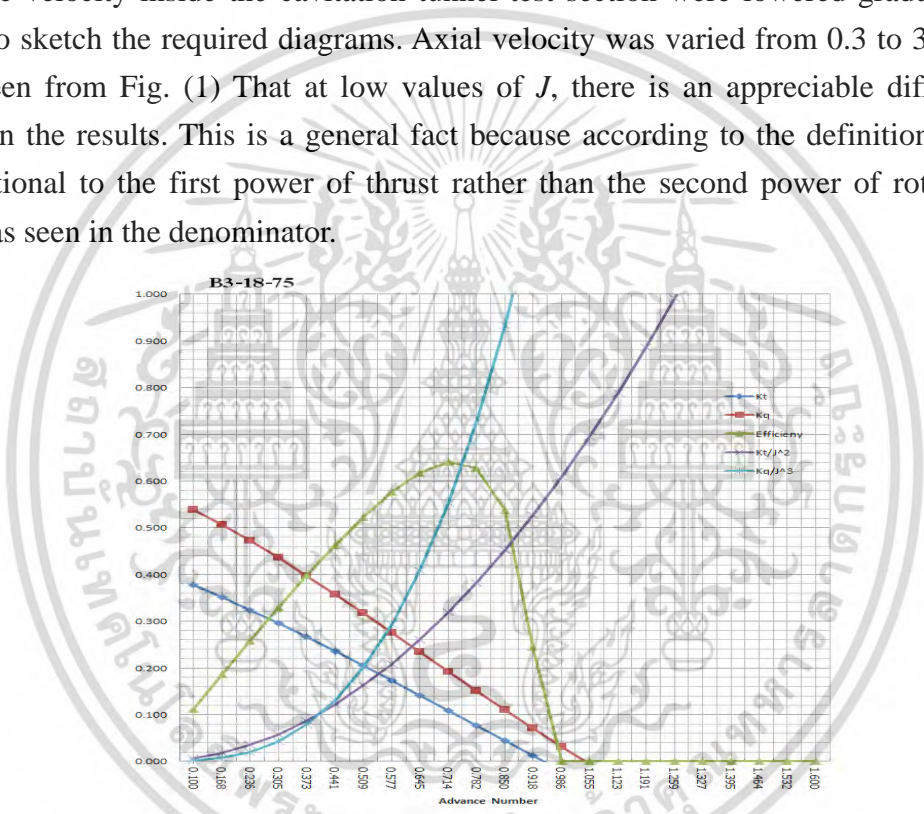


Fig. 1. Characteristic curve of Model-A Type 3 Blade 18° skew angle and 75 developed area (B3-18-75)



Fig. 2. Illustrations of Tailing Thai Boat with propeller 2-blades type

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

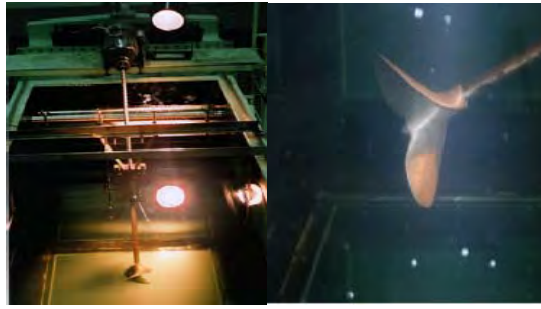


Fig. 3. Installation of propeller in the water tunnel

Test unit and propeller installation in a water tunnel laboratory in the southern part of Thailand. Fig. (2) Depicts the installation of the propeller on tailing Thai Boat and Fig. (3) Shows the installation of the propeller inside the water tunnel. Fig. (4) (5) Shows the body plan of the geometry and propeller model of the Model A [B3-18-75].

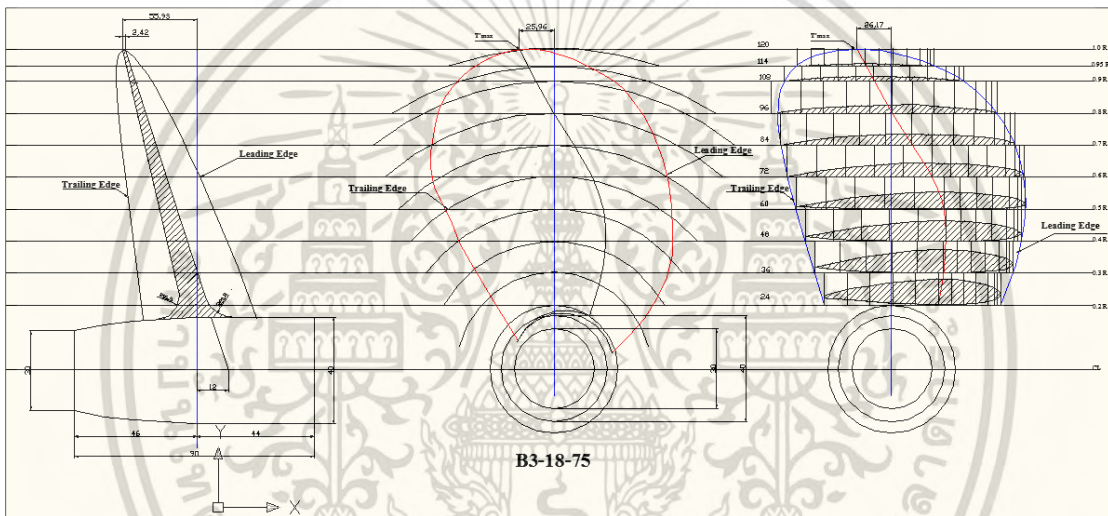


Fig. 4. Drawing Type 3 Blades, 18° Skew Angle, 75 Developed Area (New Design, Model-A)



Fig. 5. Illustration of propeller Model Type B3-18-75 (New Design, Model A)

The test results of model A and model C in non-cavitation states with the rotational speeds of 850 rpm and 900 rpm are depicted in Figs. (6) (7) and (8). The testing results of propellers for non-cavitation conditions are essential before proceeding to cavitation conditions for two reasons. Firstly, this test result will be a platform where the numerical method is validated for simulation of the fluid flow around the propeller

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

models. Secondly, solving the flow fields in non-cavitating conditions is used as the initial condition for cavitation simulations which will be presented in the next paper.

The characteristic curve throughout cavitation and cavitation free conditions are also compared, see Fig. (1) For a blade designed up to maximum rotational speed of 1185 rpm (a predefined designed speed) when maximum cavitation occur. Due to limitation of test tank facility, operating condition was carried out 850 rpm. These data were used as a design condition for the new models and therefore used to carry out the experimental result. The misbelieving among local operators regarding the role of cavitation bubbles on performance of the propeller is the major cause of inefficient use of energy in Thailand's local fishery industry. It is necessary to provide strong evidence, how generated bubbles could deteriorate the blade's mechanical integrity and to see how bubbles could have negative effect to the blade performance. To serve this purpose the test result on Model C was done at 850 rpm and further extended to 900 rpm in order to demonstrate full cavitation. According to the plan, this experimental work would include test conditions of Model A at 850 rpm. However, the support structure of the test tank and the bed of the channel had shown a sign of damage. The experimental work at this particular condition was then cancelled.

Table 2. Summary of test conditions all experiments were carried out at water flow speed of 3.5 m/s

Test condition,(rpm)	Model A	Model C	Remark
850	✓	✓	To compare cavitation among Model A and C
900	N/A**	✓	To observe full cavitation of Model C

** Not available due to high thrust force and bed pressure that may cause damage to the test tank

The quantitative investigation on cavitation had been carried out given in Fig. (6) As for model A. The angular speed of this test condition was at 850 rpm, this is a new design for Shallow-Fishery and Tailing Thai Boat. Below are series of pictures taken in consequence by a camera at the time impulsive force was detected.

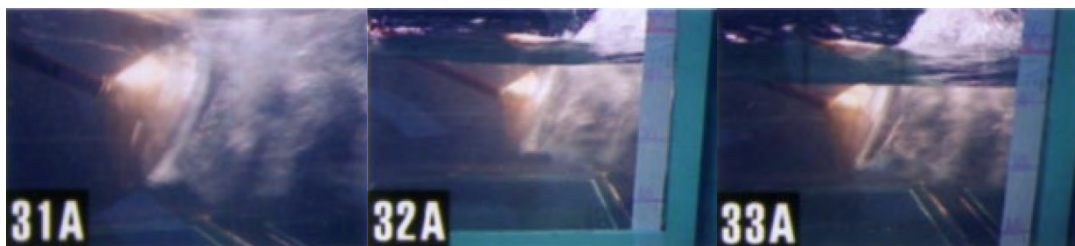


Fig. 6. Illustration of propeller cavitation Model A at rotational speed 850 rpm.

3. Discussion

3.1 Discussion; Cavitation of Model A (New design) and Model B at 850 rpm.

The rotational speed 850 rpm from Fig. (6) found that skew angle 18° , 75 developed

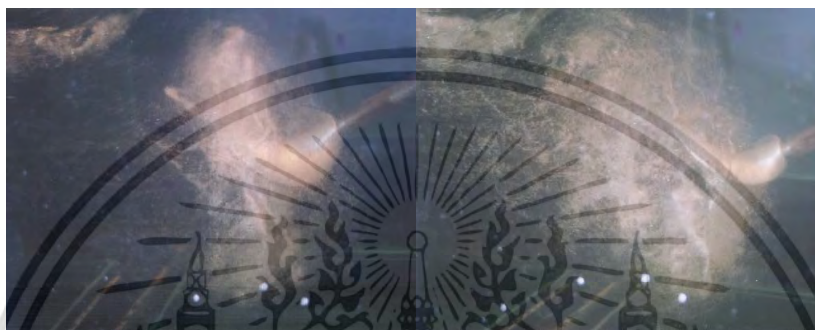


Fig. 7. Illustration of propeller cavitation Model C at rotational speed 850 rpm

One should be noted that in Fig. (7) Cavitation occurred with Model C at 850 rpm and at axial velocity of 2.5 m/s. It suggested the cavitation surface was glassy smooth and the propeller blade surface was seen clearly behind the surface. Thus, it could be deduced that the formed cavitation was the sheet cavitation. The propeller was further tested at 900 rpm with a cavity greater developed up to full area of the blade, the photographs of such test condition is given in Fig. (8) The large pressure fluctuation was measured twice in a series showing the bursting phenomenon in one rotation of propeller blade In the first stage, bursting tip vortex cavitation from the preceding blade interfere the sheet cavity, and that made the sheet cavity unstable and its trailing edge swelled significantly. The sheer cavity was shed to the tip vortex cavitation and a vortex cavity from the trailing edge of the sheer cavity intertwined with each other, causing implosion and rebound again and again. At this time, the tip vortex cavitation was spitted into many bubbles, and a bubble cluster, including small vortex cavities, formed. Instantaneously, bursting occurred when the following blade approached upstream of the vibrating vortex, which had been intensely disturbed in the first bursting. The following blade swiftly obstructed the flow and caused tip vortex cavitation implosion and rebound again, and at that time bubbles in the tip vortex cavitation collapsed repeatedly and randomly.



Fig. 8. (a) Initial Cavitation of Model C



Fig. 8. (b) Full cavitation at rotational speed 900 rpm, local type propeller

4. Conclusion

In this paper, cavitation flow is investigated experimentally on new designed and one conventional propeller for shallow-fishery and tailing Thai boat. The preliminary experimental result of the new blades shows better performance when compared with local domestic type. The cavitation performance and open water performance of Shallow-Fishery and Tailing Thai Boat based on transport equation and standard $k-\omega$ turbulent. The elucidation bursting phenomenon of tip vortex cavitation, with experiments in a water tunnel were carried out with two propellers, new propeller (B3-18-75) having different thrust coefficients and cavitation numbers. The results obtained suggested that, the modification in blade design has been considered to reduce the fluctuating pressure caused by bursting. One is to stabilize the tip vortex cavitation, and the other is to reduce the cavitation itself. The occurrence of tip vortex cavitation can be predicted by the rate of change of the tip vortex intensity. The bursting occurs because the rate of change of the tip vortex intensity is related to the stability of the tip vortex. The achievement of this investigation will be presented in the next publication. However, this investigation suggests that the present approach is practicable as a design approach for low speed propeller for Thailand fishery industry.

ACKNOWLEDGEMENT

This study was partly supported by the Thailand Research Fund (TRF; www.trf.or.th) and the authors would like to thank Nakhon Si Thammarat Seaboard Industrial

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

College, and I would like thank you Captain Sarawut Wongchenyour (RTN.), Royal Thai Navy for contributions toward this work.

REFERENCES

- Breslin J., Van Houtec R., Kerwin J., and Johnsson C,-A.: “*The cortical and experimental propeller-induced hull pressures arising for intermittent blade cavitation, loading, and thickness*”, Transaction of SNAME, 90:111-151,1982
- G Kuiper, M Grimm, B McNeice, et.al.: “*Propeller Inflow at Full Scale during a Manoeuvre*”, 24th Symp. On naval Hydrodynamics, Kuruoka, Japan, 2002
- G Kuiper, S D Jessup.: “*A Propeller Design Method for Unsteady Conditions*”, SNAME Transactions, Centennial Meeting, 1993
- J Noosomton, J Charoensuk: “*Performance Design and Testing of Propeller for Shallow-Fishery and Tailing Thai Boat: 2-blade type Part (2) : A method for optimum cavitation of ship propeller*”, [C] 4th TSME International Conference on Mechanical Engineering, Pattaya Chonburi, 16-18 October 2013
- Kerwin J., and Lee C,-S.: “*Prediction of steady and unsteady marine propeller performance by numerical lifting surface theory*”, Transactions of SNAME, 86:218-253, 1978
- Kinnas S., and Pyo S.: “*Cavitation propeller analysis including the effects of wake alignment*”, Journal of Ship Research, 43:38-47, 1992
- Kinnas S.: “*Leading edge corrections to the linear theory of partially cavitation hydrofoils*”, Journal of Ship Research, 35:15-27, 1991
- Kutta M., “*The Wageningen Propeller Series*”, Marin publication 92-001., 1992
- Lee C,-S.: “*Prediction of steady and unsteady performance of marine propellers with or without cavitation by numerical lifting surface theory*”, (PhD diss, Massachusetts institute of Technology),1979
- Otsuka S., Tsujimoto Y., Kamijo K., Furuya O.: “*Frequency Dependence of mass Flow Fain Factor and Cavitation Complicance of Cavitating Inducers*”, ASME Journal of Fluid Engineering, Vol.118, No.4, pp.400-408, 1996.
- Rhee S.H., Kawamura T. and Li H.: “*Propeller cavitation study using an unstructured grid based Navier-Stoker solver*”, ASME Journal Fluids Engineering, Vol.127, pp.986-994, 2005
- Singhal A.K., Athavale M.M., Li H. and Jiang Y., “*Mathematical basis and validation of the full cavitation Model*”, ASME Journal Fluids Engineering, Vol.124, pp.617-624, 2002

ประวัติผู้เขียน

ชื่อ-นามสกุล นาย จารุพันธ์ หนูสมตน
วัน เดือน ปีเกิด 31 มกราคม 2514 ที่ อ.หาดใหญ่ จ.สงขลา
ที่อยู่ 199 หมู่ 6 มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ วิทยาเขตศรีราชา ถ.สุขุมวิท ต.ทุ่งสุขลา
อ.ศรีราชา จ.ชลบุรี 20230
Email: Jaruphant.n@ku.th, imcjr@src.ku.ac.th
ประวัติการศึกษา 2538 วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีมหานคร
2544 วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
ความชำนาญเฉพาะด้าน 1.) ระบบปรับอากาศและระบายอากาศ, ระบบ Clean Room
2.) ระบบสุขาภิบาลและดับเพลิง
3.) ด้านงานออกแบบใบจักรเรือ

ประสบการณ์การทำงานและผลงานวิจัย

1. ข้าราชการทุนกองทัพเรือ คำสั่งที่ กท.0503/6426 ลว. 16 มิ.ย. 42
2. วิศวกรซ่อมบำรุง ; บริษัท วโรปกรณ์ จำกัด (มหาชน) นิคมอุตสาหกรรมบางปู
ผลงาน - ซ่อมบำรุงเตาหลอม อลูมิเนียม
3. ผู้จัดการแผนก R&D ; SRIPIPAT ENGINEERING CO.,Ltd.
ผลงาน - การออกแบบเครื่องทอด ด้วยคลื่นอินฟราเรด , etc.
4. วิศวกรออกแบบ ; บริษัทวิริยะเอ็นเนอร์ยี ดีไซน์ อาร์คิเทคเจอร์ จำกัด (VEDA)
ผลงาน - ออกแบบระบบปรับอากาศ การไฟฟ้านครหลวง 13 เขต โครงการ ศูนย์บริการจุด
เดียวเบ็ดเสร็จ (One Stop Service)
- ออกแบบระบบปรับอากาศ โครงการ บ้านผลิตพลังงาน " บ้านชีวาทิตย์ 2 "
- ออกแบบระบบปรับอากาศ โครงการ หอสมุดพระธรรมปิฎก วัดญาณวิเศษวัน
จ.นครปฐม
- ออกแบบระบบปรับอากาศ โครงการ บริษัท มาสเตอร์ทิม จำกัด
- ออกแบบระบบดับเพลิง และระบบท่อลม โซว์รูม เซฟ นวมินทร์ , etc.
5. วิศวกรเครื่องกลอาวุโส ; EEC Construction Management (Group) CO.,LTD.
ผลงาน - Renovation ฟิวเจอร์พาร์ค รังสิต
6. วิศวกรออกแบบงานระบบ ; KINDENKO (THAILAND) CO.,LTD.
ผลงาน - ออกแบบระบบดับเพลิง ระบบปรับอากาศ และระบบท่อลม โครงการ MYER
NEW FACTORY 13 ชั้น
- ออกแบบงานระบบดับเพลิง, ปรับอากาศและระบายอากาศ สุขาภิบาลโครงการ
OSG NEW FACTORY

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- บริหารโครงการก่อสร้าง สถานทูตญี่ปุ่น ประจำ นครเวียงจันทน์ ประเทศลาว ,
etc.

7. ผู้จัดการโครงการ ; THAI TAKASAGO (THAILAND) CO.,LTD.

- ผลงาน
- ออกแบบ และบริหารโครงการก่อสร้าง Clean Room Niles New Factory, AMATA NAKORN IEAT
 - ออกแบบ และบริหารโครงการก่อสร้าง Clean Room Hiraiseimitsu (Thailand) Factory, SAHAPAT IEAT
 - ออกแบบ และบริหารโครงการก่อสร้าง Clean Booth NHK Spring Factory, Well grow IEAT
 - บริหารโครงการก่อสร้าง งานระบบ ทำความเย็นและ Clean Room Uni-Charm (THAILAND) Co.,Ltd. Well grow IEAT
 - บริหารโครงการก่อสร้าง ส่วนงานระบบ โรงไฟฟ้าฝ่ายผลิตบางหัวเสือ ปู่เจ้าฯ จ.สมุทรปราการ
 - บริหารโครงการก่อสร้าง ส่วนงานระบบ PTT Cracker นิคมอุตสาหกรรมมาบตาพุด จ.ระยอง
 - บริหารโครงการก่อสร้าง ส่วนงานระบบ PTT PE นิคมอุตสาหกรรมมาบตาพุด จ.ระยอง , etc.

8. วิศวกรที่ปรึกษา ; PATSANAN ENGINEERING CO.,LTD.

- ผลงาน
- งานเจาะหิน ทำถนน งานซ่อมบำรุงเครื่องจักร นิคมอุตสาหกรรมสุนารี, นิคมอุตสาหกรรมบางปะอิน, นิคมอุตสาหกรรมโรจนะ อยุธยา, etc.

9. ด้านการออกแบบใน มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ วิทยาเขตศรีราชา

- ผลงาน
- โครงการออกแบบปรับปรุง ระบบปรับอากาศและระบายอากาศ, ระบบสุขาภิบาล และดับเพลิง, ระบบแจ้งเหตุเพลิงไหม้ อาคารเรียน 17 ศูนย์เรียนรวม 3 (หน.โครงการฯ)
 - โครงการออกแบบปรับปรุง ระบบสุขาภิบาลและดับเพลิง, ระบบแจ้งเหตุเพลิงไหม้ อาคาร 4 พักอาศัยบุคคลากร (หน.โครงการฯ)
 - โครงการออกแบบระบบปรับอากาศและระบายอากาศ อาคารเทคโนโลยีสารสนเทศ คอมพิวเตอร์ (อาคารใหม่)

ประสบการณ์การทำงานใน สายวิชาการ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

- : ผู้ช่วยคณบดี ฝ่ายกิจการนิสิต วิทยาลัยพาณิชยนาวินานาชาติ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ วิทยาเขตศรีราชา ตั้งแต่ปี พ.ศ. ๒๕๕๒ ถึงปี พ.ศ. ๒๕๕๔ (ลาศึกษาต่อ)
- : อดีตรรกรรมการร่างหลักสูตร วิศวกรรมศาสตร์บัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมต่อเรือและเครื่องกลเรือ วิทยาลัยพาณิชยนาวินานาชาติ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ วิทยาเขตศรีราชา
- : อดีตรรกรรมการกายภาพ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ วิทยาเขตศรีราชา
- : อดีตรรกรรมการวิจัย มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ วิทยาเขตศรีราชา
- : อดีตรรกรรมการกิจการนิสิต มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ วิทยาเขตศรีราชา
- : อดีตรรกรรมการสหกิจศึกษา มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ผลงานวิชาการ

บทความในวารสารวิชาการ (International Journal) ในระดับนานาชาติ

1. Jaruphant Noosomton, Jarruwat Charoensuk, “A Method for Design 3 Blade Type and Testing Optimum Cavitation of Tailing Thai Boat”, [J]. Advanced Materials Research, doi:10.4028, www.scientific.net, AMR.1051.862, Vol. 1051 (2014) pp. 862-874, Sep 12, 2014
2. Jaruphant Noosomton, Jarruwat Charoensuk, “The New Propeller design 3 Blades Type on 18° Skew Angle and Testing cavitation of Tailing Thai Boat”, [J]. International Journal of Engineering Research, ISSN:2319-6890, Volume No.4, Issue No.5, pp. 258-264, 01 May 2015

บทความประชุมวิชาการ (International Conference) ในระดับนานาชาติ

1. Jaruphant Noosomton, Jarruwat Charoensuk, “Propeller Design and Finding of Match-Point for Shallow-Fishery and Tailing Thai Boat: 3-Blade Type [AMM-1036]”, [C].The 4th TSME International Conference on Mechanical Engineering, Pattaya, Chonburi, October 16-18th, 2013
2. Jaruphant Noosomton, Jarruwat Charoensuk, “Performance Design and Testing of Propeller for Shallow-Fishery and Tailing Thai Boat: 2-blade type Part (2): A method for optimum cavitation of ship propeller [AMM-1037]”, [C].The 4th TSME International Conference on Mechanical Engineering, Pattaya, Chonburi, October 16-18th, 2013
3. Jaruphant Noosomton, Jarruwat Charoensuk, “A method for design and testing optimum cavitation of shallow-fishery and tailing Thai boat: 3 blade type”, [C].The International Conference on Machining, Materials and Mechanical Technologies (IC3MT 2014), Taipei Taiwan, 31 Aug - 5 Sep, 2014
4. Jaruphant Noosomton, Jarruwat Charoensuk, “The New Propeller design 3 Blades Type on 18° Skew Angle and Testing cavitation of Tailing Thai Boat”, [C].Annual Conference on Engineering and Information Technology (ACEAIT), Osaka Japan, March22-24, 2015
5. Jaruphant Noosomton, Jarruwat Charoensuk, “Case Study New design 3 Blades Type on 35 Developed Area and Testing cavitation of Tailing Thai Boat”, [C].The 3rd International Conference on Industrial Application Engineering 2015, Kitakyushu International Conference Center, Kitakyushu Japan, March 28-31, 2015
6. Jaruphant Noosomton, Jarruwat Charoensuk, “Case Study: Method New Design of Propeller 3 Blades Type on 75 Developed Area and Testing cavitation of Tailing Thai Boat”, [C].International Conference on Engineering, Technology and Applied Science (ICETA-2015), Taipei, Taiwan, 22-24 April 2015

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทความประชุมวิชาการ (Conference) ในระดับชาติ

1. จารุพันธ์ หนูสมตน, อัครเดช สิ้นธุ์ภัก, “ใบจักรเรือและการออกแบบ (Propeller Boat and Design)”, วิศวกรรมลาดกระบัง ปีที่ 15, 2541
2. จารุพันธ์ หนูสมตน, อัครเดช สิ้นธุ์ภัก, “Calculate and Propeller Performance of Design”, วิศวกรรมลาดกระบัง ปีที่ 16, 2542
3. จารุพันธ์ หนูสมตน, อัครเดช สิ้นธุ์ภัก, “ค่าโพรงอากาศที่มีผลกระทบต่อการคำนวณสมรรถนะใบจักรเรือ” วิศวกรรม ลาดกระบัง ปีที่ 17, 2543
4. จารุพันธ์ หนูสมตน, อัครเดช สิ้นธุ์ภัก, “ค่าโพรงอากาศที่มีผลกระทบต่อการคำนวณสมรรถนะใบ ตอน 1 ค่าความเหมาะสมในการออกแบบใบจักรเรือ” , การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย จ.เชียงใหม่, 2543
5. จารุพันธ์ หนูสมตน, จารุวัตร เจริญสุข, “การออกแบบและทดสอบสมรรถนะใบจักรเรือประมงน้ำตื้นและเรือหางยาว (Performance Design and Testing of Propeller for Shallow-fishery and Tail Boat)”, งานประชุมวิชาการ โครงการพัฒนานักวิจัยและงานวิจัยเพื่ออุตสาหกรรม ครั้งที่ 1 สร้างสรรค์งานวิจัยคุณภาพ ตอบโจทย์อุตสาหกรรมมั่งคั่งและยั่งยืน, ศูนย์นิทรรศการและการประชุมไบเทค บางนา, กรุงเทพฯ, หน้า 70-71 , 22 กรกฎาคม 2558

ผลงานวิจัยจากแหล่งทุน พ.ศ. 2556-2558

1. จารุพันธ์ หนูสมตน, จารุวัตร เจริญสุข, “ การออกแบบและทดสอบสมรรถนะใบจักรเรือประมงน้ำตื้นและเรือหางยาว (Performance Design and Testing of Propeller for Shallow-fishery and Tail Boat)”, (สัณญาเลขที่ PHD5610078), สำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัย (สกว.พว.), <http://rri.trf.or.th/>, 2558

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้