

สำนักหอสมุดกลาง พระจอมเกล้าลาดกระบัง

การจำลองเชิงตัวเลขกังหันต้นกำลังขนาด 200 กิโลวัตต์

NUMERICAL SIMULATIONS OF 200 KW
RADIAL FLOW POWER TURBINE

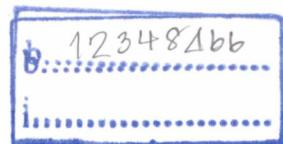


T117908



อพ.
ม122ก
2554

เลขหมู่.....**117908**
เลขทะเบียน.....**22 ค.ค. 2554**
วัน,เดือน,ปี.....



วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

พ.ศ. 2554

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้ในงานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
KMITL-2011-EN-M-030-078
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การจำลองเชิงตัวเลขกังหันต้นกำลังขนาด 200 กิโลวัตต์

NUMERICAL SIMULATIONS OF 200 KW
RADIAL FLOW POWER TURBINE



วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

พ.ศ. 2554

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับภายในของโรงเรียนเท่านั้น อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

KMITL-2011-EN-M-030-078

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

**NUMERICAL SIMULATIONS OF 200 KW
RADIAL FLOW POWER TURBINE**



**A THESIS SUBMITTED IN PARTIAL FULFILLMENT
OF THE REQUIREMENT FOR THE DEGREE OF
MASTER OF ENGINEERING IN MECHANICAL ENGINEERING
FACULTY OF ENGINEERING
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG**

2011

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
KMITL-2011-EN-M-030-078
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



COPYRIGHT 2011

FACULTY OF ENGINEERING

KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับอาจารย์และบุคลากรในหน่วยงานที่ออกหนังสือพิมพ์เท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หัวข้อวิทยานิพนธ์	การจำลองเชิงตัวเลขกังหันต้นกำลังขนาด 200 กิโลวัตต์
นักศึกษา	นายมณฑล นำทรัพย์
รหัสนักศึกษา	51060316
ปริญญา	วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชา	วิศวกรรมเครื่องกล
พ.ศ.	2554
อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์	รศ. ดร.จรวุฒิ เจริญสุข

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อศึกษาสนามการไหลของความเร็ว การกระจายความดัน การกระจายอุณหภูมิ และสมรรถนะในการผลิตกำลังไฟฟ้าของกังหันแก๊สแนวรัศมี ซึ่งคาดหวังให้กังหันแก๊สสามารถผลิตไฟฟ้า 200 kW หรือมีกำลังกังหัน 440 kW [18] ในเบื้องต้นได้ใช้หลักกระบวนการทางวิศวกรรมย้อนรอยศึกษาองค์ประกอบของกังหันแก๊สที่ได้จากเทอร์โบชาร์จเจอร์รุ่น RHC9 (กังหันแก๊สต้นแบบ) จากนั้นได้มีการตรวจสอบแบบจำลอง Transonic Diffuser [13] เพื่อศึกษาถึงสนามของความเร็ว ความดัน รวมไปถึง Turbulence Model อันเป็นประโยชน์ต่อแบบจำลองกังหันแก๊สแนวรัศมีขนาดเล็ก ต่อมาได้ทำการจำลองกังหันแก๊สต้นแบบโดยใช้หลักการทางพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณด้วยวิธีปริมาตรสี่เหลี่ยม (FVM) ซึ่งในงานวิจัยนี้ได้จำลองการทำงานภายใต้มุมการไหลที่ทางเข้าเท่ากับ 5-6 องศา ความเร็วรอบคงที่เท่ากับ 20000 รอบต่อนาที จากการจำลองพบว่ากังหันแก๊สต้นแบบมีกำลังกังหันเท่ากับ 43 kW จึงได้ทำการขยายขนาดกังหันต้นแบบโดยใช้วิธีการวิเคราะห์เชิงมิติ (Dimensional Analysis) ที่มีอัตราส่วนพิคค้ำกำลังสัมพันธ์กับกำลังสามของอัตราส่วนเส้นผ่านศูนย์กลางใบกังหันพบว่าได้กำลังกังหันเท่ากับ 432 kW ซึ่งมีค่าเคลื่อนคลาดไปจากเป้าหมายเท่ากับ 1.8% นอกจากนี้ยังพบว่าการปรับเปลี่ยนมุมการไหลของแก๊สที่ทางเข้าเท่ากับ 5-6 องศา จะส่งผลต่อสมรรถนะของกังหันแก๊ส โดยที่มุมของแก๊สเท่ากับ 55 องศา (ขนาดกังหัน 196 mm) มีประสิทธิภาพไอเซ็นโทรปิกสูงสุดเท่ากับ 61.8% และมุมของแก๊สเท่ากับ 40 องศา (ขนาดกังหันแก๊ส 89 mm) มีประสิทธิภาพไอเซ็นโทรปิกสูงสุดเท่ากับ 59.2% จากผลลัพธ์แสดงให้เห็นว่ามีการเปลี่ยนรูปพลังงานไปเป็นพลังงานความร้อนเท่ากับ 38.2% และ 40.8% เนื่องจากการไหลเฉือนอย่างรุนแรงภายในช่องการไหลของกังหันแก๊ส อีกทั้งยังพบว่าลักษณะการไหลที่ส่งผลต่อสนามการไหลข้างเคียงอันก่อให้เกิดการไหลที่ไม่เป็นระเบียบได้แก่ การไหลแยกตัว การไหลวนและการไหลร่วเข้ามาใบกังหัน เป็นต้น

Thesis Title	Numerical Simulations of 200 kW Radial Flow Power Turbine
Student	Mr. Monthol Chamsab
Student ID.	51060316
Degree	Master of Engineering
Program	Mechanical Engineering
Year	2011
Thesis Advisor	Assoc. Prof. Dr. Jaruwat Charoensuk

ABSTRACT

This research aims to study the velocity field, pressure distribution, temperature distribution and power generating performance of small radial gas turbine. Expectation for electric generate of 200 kW, In accordance with power turbine of 440 kW [18]. Initial used procedure in reverse engineering study components of the gas turbine from turbocharger RHC9 model (Gas Turbine Prototype), Verification of transonic diffuser model [13] to study the velocity and pressure field including turbulence model beneficial to a small radial gas turbine model. From simulation of gas turbine model using the principles of computation fluid dynamics analysis (CFD) by finite volume method (FVM). Which in this research simulated under the inlet angle of the gas vary from 5 to 60 degrees, gas turbine rotational speed was fixed at 20000 rpm. From simulation result found that the gas turbine prototype, power delivered from turbine was 43 kW. Later the turbine prototype size has been expand using dimensional analysis method that the delivered power is power three are relative to power one of diameter blade From the simulations showed that the enlarged gas turbine produce to power turbine was 432 kW. Which error from the target was 1.8%, In addition to chance gas flow angle was 5-60 degrees by angle of the gas was 55 degrees (turbine size of 196 mm) has isentropic efficiency of 61.8% and the angle of the gas of 40 degrees (turbine size of 89 mm) has isentropic efficiency was 59.2%, It reveals that there was an energy convert form flow energy to heat energy was 38.2% and 40.8%, Consequence from high shear in flow channel. Moreover, there are several flow pattern that cause of high shear layer such as separation, recirculation and leakage flow across the blade.

กิตติกรรมประกาศ

งานวิจัยที่นำเสนอในวิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จได้ด้วยดี โดยมี รศ.ดร.จางูวัตร เจริญสุข เป็นอาจารย์ที่ปรึกษาได้ให้คำแนะนำ สั่งสอน และเสนอแนะแนวทางการแก้ไขปัญหาตลอดเวลาในการทำวิจัย ผู้เขียนขอขอบพระคุณเป็นอย่างสูง อีกทั้งขอขอบพระคุณคณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์ รศ.ดร.พงษ์เจต พรหมวงศ์ ผศ.ดร.มนต์ศักดิ์ พิมสาร ดร.บำรุง พ่วงเกิด และ ผศ.ดร.พิชัย อภัยมงคล ที่ให้แนวทางแก้ไขและคำแนะนำเพิ่มเติมทำให้วิทยานิพนธ์นี้มีความสมบูรณ์ยิ่งขึ้น

ขอขอบคุณอาจารย์ประจำสาขาวิศวกรรมเครื่องกลมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีมหานครทุกท่านที่ให้คำแนะนำและเอื้อเฟื้อเครื่องสแกนชุดไบกิ้งหันแก๊สเพื่อใช้ในการศึกษา ซึ่งวิทยานิพนธ์นี้เป็นโครงการเริ่มต้นเพื่อสร้างองค์ความรู้สนับสนุนการออกแบบชิ้นส่วนของชุดไบกิ้งหันแก๊สแนวรัศมีขนาดเล็กเพื่อใช้ในการผลิตกำลัง ไฟขนาด 200 kW

ขอขอบพระคุณอาจารย์และเจ้าหน้าที่ของสาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกลทุกท่านที่ช่วยเหลือและให้คำแนะนำที่ดีเสมอมา

ขอขอบคุณสำนักบริการคอมพิวเตอร์ คุณนิวัฒน์ ภูเจริญกับคุณอรุณสิทธิ์ สวนจันทร์ ที่ให้คำแนะนำในการใช้โปรแกรม ANSYS CFX 12.0 และอนุเคราะห์ให้ใช้คอมพิวเตอร์เพื่อการวิจัย

สุดท้ายขอขอบพระคุณพ่อ แม่ และพี่ชาย ที่อบรม สั่งสอนคอยเป็นกำลังใจด้วยดีมาโดยตลอด และขอขอบใจเพื่อนๆทุกคนที่คอยให้กำลังใจในระหว่างการทำวิทยานิพนธ์

คุณค่าและประโยชน์ใด ๆ อันเกิดจากงานวิจัยในวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ ผู้เขียนขอมอบแด่ผู้มีพระคุณทุกท่าน

มณฑล ฉ่ำทรัพย์

สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย.....	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	II
กิตติกรรมประกาศ.....	III
สารบัญ.....	IV
สารบัญตาราง.....	IX
สารบัญรูป.....	X
รายการสัญลักษณ์.....	XV
บทที่ 1 บทนำ.....	1
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา.....	1
1.2 เครื่องยนต์กังหันแก๊สขนาดใหญ่.....	1
1.3 เครื่องกังหันแก๊สในยานพาหนะ.....	3
1.4 ไมโครเทอร์ไบน์.....	3
1.5 องค์ประกอบต่างๆของไมโครเทอร์ไบน์.....	6
1.5.1 คอมเพรสเซอร์.....	6
1.5.2 ห้องเผาไหม้.....	7
1.5.3 กังหัน.....	7
1.5.4 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน.....	8
1.5.5 ชุดควบคุม.....	9
1.5.6 เครื่องกำเนิดไฟฟ้า.....	10
1.5.7 แบร์ริง.....	10
1.6 รูปแบบและย่านกำลังไฟฟ้าของไมโครเทอร์ไบน์.....	11
1.7 การนำเทอร์ไบน์ไปใช้.....	11
1.8 ไมโครเทอร์ไบน์ในรูปแบบต่างๆ.....	12
1.8.1 ไมโครเทอร์ไบน์ร่วมกับระบบความร้อนร่วมและกำลัง.....	13
1.9 ข้อดีและข้อเสียของไมโครเทอร์ไบน์กับระบบต่างๆ.....	14
1.10 แบบจำลอง CFD ของเครื่องยนต์กังหันแก๊ส.....	14
1.11 วัตถุประสงค์ของการวิจัย.....	15
1.12 ขอบเขตของการวิจัย.....	15

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
1.13 ขั้นตอนดำเนินงานวิจัย.....	16
1.14 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ.....	16
1.15 องค์ประกอบของวิทยานิพนธ์.....	16
บทที่ 2 วรรณกรรมปริทัศน์.....	18
2.1 บทนำ.....	18
2.2 วรรณกรรมที่เกี่ยวข้อง.....	18
บทที่ 3 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง.....	22
3.1 บทนำ.....	22
3.2 วัฏจักรเบรตันเป็นวัฏจักรอุณหพลศาสตร์สำหรับเครื่องยนต์กังหันแก๊ส.....	22
3.3 สมการการไหลอย่างต่อเนื่อง.....	24
3.4 กฎข้อที่หนึ่งของเทอร์โมไดนามิกส์-พลังงานภายใน.....	25
3.5 สมการพลังงานที่สภาวะการไหลคงตัว.....	25
3.6 สมการโมเมนตัมหรือสมการการเคลื่อนที่ของกฎของที่สองของนิวตัน.....	27
3.7 สมการการเคลื่อนที่ของออยเลอร์.....	27
3.8 สมการแบร์นูลี.....	27
3.9 โมเมนต์ของโมเมนตัม.....	29
3.10 สมการป้อนและกักกันของออยเลอร์.....	30
3.11 กฎข้อที่สองของเทอร์โมไดนามิกส์-เอนโทรปี.....	30
3.12 การกำหนดประสิทธิภาพ.....	32
3.12.1 ประสิทธิภาพของกังหัน.....	32
3.13 ใอน้ำและกังหันแก๊ส.....	34
3.14 ประสิทธิภาพโพลีโทรปิค.....	36
3.14.1 กระบวนการอัดตัว.....	36
3.15 ประสิทธิภาพ Small Stage สำหรับแก๊สอุณหพลศาสตร์.....	38
3.16 ประสิทธิภาพโพลีโทรปิคของกังหันแก๊ส.....	42
3.17 กฎแก๊สอุณหพลศาสตร์.....	43

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปเผยแพร่บนสื่อออนไลน์

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
3.18 ไคอะแกรมสามเหลี่ยมความเร็ว.....	43
3.19 วิธีการวิเคราะห์เชิงมิติ.....	44
บทที่ 4 กระบวนการทางวิศวกรรมย้อนรอยของกังหันแก๊สแนวรัศมีขนาดเล็ก.....	46
4.1 บทนำ.....	46
4.2 ขั้นตอนการทำงานเพื่อสร้างแบบจำลองกังหันแก๊สแนวรัศมีขนาดเล็ก.....	46
4.3 ขั้นตอนการจัดเตรียมชิ้นงานต้นแบบ.....	47
4.4 ขั้นตอนการสแกนชิ้นงานด้วยสแกนเนอร์ 3 มิติ.....	50
4.5 ขั้นตอนการตกแต่งและปรับเปลี่ยนแบบจำลองโพลิกอน.....	51
บทที่ 5 แบบจำลองของกังหันแก๊สแนวรัศมีขนาดเล็ก.....	56
5.1 บทนำ.....	56
5.2 ขอบเขตของการคำนวณ.....	56
5.3 การคำนวณขนาดกังหันเพื่อผลิตกำลังไฟฟ้า 200 kW.....	62
5.4 สมการควบคุมการเคลื่อนย้าย.....	66
5.4.1 สมการอนุรักษ์มวล.....	66
5.4.2 สมการอนุรักษ์อนุรักษ์โมเมนตัม.....	67
5.4.3 สมการอนุรักษ์พลังงาน.....	68
5.5 พลังงานจลน์แบบปั่นป่วน.....	68
5.5.1 อัตราการสูญเสีย.....	68
5.5.2 อัตราการก่อกำเนิดพลังงานจลน์เทอร์บิวเลนซ์.....	68
5.6 วิธีการแปลงรูปสมการ.....	69
5.7 ระเบียบวิธีการแก้สมการ.....	72
5.7.1 เกณฑ์การดูเข้าของคำตอบ.....	74
5.8 ผลเฉลยที่ไม่ขึ้นกับขนาดของกริด.....	74
5.9 การตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลอง.....	78
5.9.1 กรณี Weak Shock.....	82
5.9.2 กรณี Strong Shock.....	85

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
บทที่ 6 ผลการจำลองและการวิเคราะห์ผล.....	89
6.1 การไหลของแก๊สภายในช่องการไหลของกังหันแก๊สแบบแนวรัศมี.....	89
6.2 ปรากฏการณ์ภายในบริเวณช่องการไหลที่ทางเข้ากังหันแก๊สแนวรัศมี.....	91
6.2.1 เวกเตอร์ความเร็ว.....	92
6.2.2 การกระจายความเร็วและความดันของแก๊ส.....	94
6.2.3 การกระจายอุณหภูมิ.....	95
6.3 ปรากฏการณ์ภายในบริเวณปากทางเข้าช่องการไหลกังหันแก๊สแนวรัศมี.....	96
6.3.1 เวกเตอร์ความเร็ว.....	97
6.3.2 การกระจายความเร็วและความดันของแก๊ส.....	98
6.3.3 การกระจายอุณหภูมิ.....	99
6.4 ปรากฏการณ์ภายในบริเวณกึ่งกลางช่องการไหลกังหันแก๊สแนวรัศมี.....	100
6.4.1 เวกเตอร์ความเร็ว.....	100
6.4.2 การกระจายความเร็วและความดันของแก๊ส.....	103
6.4.3 การกระจายอุณหภูมิ.....	104
6.4.4 อัตราการสูญเสีย.....	105
6.5 ปรากฏการณ์ภายในบริเวณปลายสุดของช่องการไหลกังหันแก๊สแนวรัศมี.....	106
6.5.1 เวกเตอร์ความเร็ว.....	106
6.5.2 การกระจายความเร็วและความดันของแก๊ส.....	108
6.5.3 การกระจายอุณหภูมิ.....	109
6.6 ปรากฏการณ์บริเวณทางออกของกังหันแก๊สแนวรัศมี.....	109
6.6.1 เวกเตอร์ความเร็ว.....	110
6.6.2 การกระจายความเร็วของแก๊ส.....	111
6.6.3 การกระจายอุณหภูมิ.....	112
6.7 ผลลัพธ์จากทางเข้าถึงทางออกของกังหันแก๊สแนวรัศมีขนาดเล็ก.....	113
6.7.1 ขนาดความเร็ว.....	113
6.7.2 ความดันสถิตย์และอุณหภูมิสถิตย์.....	114
6.7.3 ประสิทธิภาพไอเซ็นโทรปีค.....	115
6.7.4 อัตราการไหลมวลและกำลังกังหัน.....	116

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปเผยแพร่ภายนอกการค้นคว้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
บทที่ 7 สรุปผลการจำลองและข้อเสนอแนะ.....	118
7.1 สรุปผลการจำลอง.....	118
7.2 ข้อเสนอแนะ.....	119
เอกสารอ้างอิง.....	121
ภาคผนวก ผลงานวิจัยที่ได้รับการตีพิมพ์เผยแพร่.....	123
ประวัติผู้เขียน.....	132



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
1.1 รูปแบบและย่านกำลังไฟฟ้า.....	11
1.2 การนำขนาดกัณฑ์แก๊สไปใช้ในสถานที่ต่างๆ.....	12
5.1 ขนาดกัณฑ์.....	63
5.2 สภาวะการทำงานและคุณสมบัติของแก๊ส.....	66



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
1.1 เครื่องยนต์กังหันแก๊สขนาดใหญ่.....	2
1.2 ไมโครเทอร์ไบน์.....	4
1.3 ไมโครเทอร์ไบน์และระบบต่างๆ.....	4
1.4 ภาพตัดขวางของไมโครเทอร์ไบน์.....	5
1.5 คอมเพรสเซอร์แวนน์สกีแบบขั้นตอนเดียว.....	6
1.6 โรเตอร์คอมเพรสเซอร์แวนน์สกีในรูปแบบ 3 มิติ.....	6
1.7 ห้องเผาไหม้แบบคู่จะมีห้องเผาไหม้หลักและห้องเผาไหม้รอง.....	7
1.8 โรเตอร์กังหันแก๊สขนาด 60 kW.....	8
1.9 อุปกรณ์รีคูเพอเรเตอร์(Recuperator).....	9
1.10 ไมโครเทอร์ไบน์ขนาด 60 kW รุ่น C60 บริษัท Capstone.....	12
1.11 ไมโครเทอร์ไบน์ขนาด 250 kW ระบบ Ingersoll-Rand Energy.....	13
1.12 ระบบความร้อนร่วมและกำลังของไมโครเทอร์ไบน์แบบเพลลาเดียว.....	13
3.1 กังหันแก๊สแบบวัฏจักรเปิด.....	23
3.2 กังหันแก๊สแบบวัฏจักรปิด.....	23
3.3 T-s ไดอะแกรม.....	23
3.4 P-v ไดอะแกรม.....	23
3.5 การไหลผ่านพื้นที่อีลิเมนต์ (Element).....	24
3.6 แสดงปริมาณควบคุมของความร้อนที่ให้กับงานที่ได้รับ.....	26
3.7 ปริมาณควบคุมในเส้นการไหลของของไหล(Streaming Fluid).....	28
3.8 ปริมาณควบคุมสำหรับเทอร์โบแมชชีนแบบทั่วไป.....	29
3.9 ไดอะแกรมเอนทัลปี-เอนโทรปีสำหรับกังหันแก๊สและคอมเพรสเซอร์.....	34
3.10 Small Stage ของกระบวนการอัดตัว.....	37
3.11 การเพิ่มของการเปลี่ยนแปลงสถานะของกระบวนการอัดตัว.....	39
3.12 ความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพไอเซ็นโทรปีรวม, อัตราส่วนความดัน และประสิทธิภาพโพลีโทรปีค Small Stage สำหรับคอมเพรสเซอร์ $\gamma = 1.4$	41
3.13 ประสิทธิภาพไอเซ็นโทรปีคกับอัตราส่วนความดัน สำหรับประสิทธิภาพโพลีโทรปีคต่างๆ ($\gamma = 1.4$).....	42
3.14 การแสดงไดอะแกรมความเร็วด้วยมุม 90 องศา.....	44

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับใช้ภายในของวิศวกรรมเท่านั้น ไม่อนุญาตให้เผยแพร่โดยไม่ขออนุญาตจากวิศวกร

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดลอกเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
4.1 (a) IHI เทอร์โบชาร์จเจอร์ รุ่น RHC9 และ (b) กังหันแก๊สแนวร์คมีขนาดเล็ก.....	46
4.2 แผนภูมิการสร้างแบบจำลองกังหันแก๊สแนวร์คมีขนาดเล็กด้วยสแกนเนอร์ 3 มิติ.....	47
4.3 แสดงชิ้นงานที่ควรหลีกเลี่ยงในการสแกนงาน หรือได้ผลที่ไม่ดีนักหากไม่ได้รับการแก้ไขปรับปรุง.....	48
4.4 แสดงชิ้นงานที่สามารถนำมาสแกนได้.....	48
4.5 แสดงชิ้นงานต้นแบบที่นำมาสแกนด้วยสแกนเนอร์แบบแท่งกำเนิดแสง เป็นแบบติดจุดบนชิ้นงาน.....	49
4.6 แสดงแบบจำลองโพลิกอนของกังหันแนวร์คมีขนาดเล็ก.....	51
4.7 แสดงโพลิกอนที่ไม่สมบูรณ์เนื่องจากการสแกน.....	52
4.8 แสดงการระบุบริเวณเพื่อการซ่อมแซมขอบใบกังหันแก๊สแนวร์คมี.....	52
4.9 แสดงรูปหลังการซ่อมผิวที่เป็นรูปบริเวณขอบใบกังหันแก๊สแนวร์คมี.....	53
4.10 แสดงการซ่อมผิวที่ขรุขระให้ราบเรียบยิ่งขึ้นบริเวณขอบใบกังหันแก๊สแนวร์คมี.....	53
4.11 แสดงรูปหลังการซ่อมผิวที่ขรุขระให้เรียบบริเวณขอบใบกังหันแก๊สแนวร์คมี.....	54
4.12 แสดงผิวใบกังหันแก๊สแนวร์คมีอย่างสมบูรณ์.....	54
5.1 ผิวกังหันแนวร์คมีของเทอร์โบชาร์จเจอร์ รุ่น RHC9	58
5.2 ปริมาตรกังหันแนวร์คมีขนาด 89 mm ของเทอร์โบชาร์จเจอร์รุ่นRHC9.....	58
5.3 มุมมองด้านบนในระนาบ x-y ของกังหันขนาด 89 mm และการบอกขนาดในหน่วยมิลลิเมตร.....	59
5.4 มุมมองด้านข้างในระนาบ x-z ของกังหันและการบอกขนาดในหน่วยมิลลิเมตร.....	59
5.5 เรือนกังหัน (Turbine Housing) ในมุมมองด้านข้างของระนาบ x-z	60
5.6 การประกอบระหว่างเรือนกังหันและกังหัน (Assembly).....	60
5.7 ภาพตัดในระนาบ x – z และการบอกขนาดในหน่วยมิลลิเมตร.....	61
5.8 กังหันแก๊ส (Gas Turbine) แนวร์คมีในมุมมอง 3 มิติ.....	61
5.9 กังหันแก๊สขนาด 196 mm กับการบอกขนาดในหน่วยมิลลิเมตรและมุมมองต่างๆ.....	62
5.10 การกำหนดโดเมนที่เคลื่อนที่ของใบกังหัน (Rotating Frame)	64
5.11 การกำหนดผิวสัมผัสระหว่างผิวที่หยุดนิ่งกับผิวที่เคลื่อนที่ ของใบกังหัน(Fluid-Fluid Interface).....	64
5.12 ขอบเขตการคำนวณของกังหันแนวร์คมี (ทางเข้า-ทางออก).....	65

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับใช้ในงานวิจัยหรือการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
5.13 การปรับเปลี่ยนมุมแก๊สไหลเข้ากังหันแวนอร์คมี.....	65
5.14 พื้นผิวปริมาตรควบคุม.....	70
5.15 Isolated Mesh Element.....	71
5.16 แผนผังลำดับขั้นตอนการคำนวณ.....	73
5.17 กริดของขอบเขตการคำนวณขนาด 3 mm มีจำนวนเซลล์ 1021270 เซลล์.....	75
5.18 กริดของขอบเขตการคำนวณบริเวณด้านล่างของกังหันแก๊สแวนอร์คมี.....	75
5.19 กริดของขอบเขตการคำนวณบริเวณใบกังหันของกังหันแก๊สแวนอร์คมี.....	76
5.20 กริดของขอบเขตการคำนวณบริเวณทางออกของกังหันแก๊สแวนอร์คมี.....	76
5.21 ความเร็วทางเข้าถึงทางออกของกังหันแก๊สแวนอร์คมีที่ได้จากกริดทั้ง 3 ขนาด.....	77
5.22 ปัญหา Transonic Diffuser กับมุมมองด้านบนในระนาบ x-z ของ Transonic Diffuser และการบอกขนาดในหน่วยมิลลิเมตร.....	79
5.23 ขอบเขตการคำนวณของ Transonic Diffuser (ทางเข้า-ทางออก).....	79
5.24 การกระจายความดันใน Transonic Diffuser (ทางเข้า-ทางออก) แบบ Weak Shock.....	80
5.25 แสดงตำแหน่งไร้หน่วยทำการวัดการเกิด Weak Shock ที่ตำแหน่ง 2.822 4.611 6.340 และ 7.493.....	80
5.26 การกระจายความเร็วใน Transonic Diffuser (ทางเข้า-ทางออก) แบบ Weak Shock.....	80
5.27 เปรียบเทียบสมรรถนะของเซลล์ที่ได้จากการจำลอง กับผลการทดลองบริเวณด้านล่างผนัง.....	82
5.28 เปรียบเทียบสมรรถนะของเซลล์ที่ได้จากการจำลอง กับผลการทดลองบริเวณด้านบนผนัง.....	83
5.29 เปรียบเทียบสมรรถนะของเซลล์ที่ได้จากการจำลองกับผลการทดลองตำแหน่งที่ 2.822.....	83
5.30 เปรียบเทียบสมรรถนะของเซลล์ที่ได้จากการจำลองกับผลการทดลองตำแหน่งที่ 4.611.....	84
5.31 เปรียบเทียบสมรรถนะของเซลล์ที่ได้จากการจำลองกับผลการทดลองตำแหน่งที่ 6.340.....	84
5.32 เปรียบเทียบสมรรถนะของเซลล์ที่ได้จากการจำลองกับผลการทดลองตำแหน่งที่ 7.493.....	85
5.33 การกระจายความเร็วใน Transonic Diffuser (ทางเข้า-ทางออก) แบบ Strong Shock	85
5.34 การไหลวนใน Transonic Diffuser แบบ Strong Shock	86
5.35 การกระจายความดันใน Transonic Diffuser (ทางเข้า-ทางออก) แบบ Strong Shock.....	86
5.36 เปรียบเทียบสมรรถนะของเซลล์ที่ได้จากการจำลองกับผลการทดลองบริเวณด้านล่างผนัง.....	87

เอกสารนี้เป็นเอกสารสงวนลิขสิทธิ์ของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
5.37 เปรียบเทียบสมรรถนะของเซลล์ที่ได้จากการจำลอง กับผลการทดลองบริเวณด้านบนผนัง.....	87
6.1 เส้นการไหลความเร็วของแก๊สในช่องการไหลของกังหันแก๊ส.....	90
6.2 แสดงมุมมอง 3 มิติ ของการตัดระนาบ $x-y$ บริเวณช่องการไหลที่ทางเข้าของกังหันแก๊สแนวรัศมี.....	91
6.3 เวกเตอร์ความเร็วในระนาบ $x-y$ บริเวณช่องการไหลที่ทางเข้าของกังหันแก๊สแนวรัศมี.....	92
6.4 แสดงเวกเตอร์ความเร็ว 3 มิติ ในระนาบ $x-y$ บริเวณช่องการไหลที่ทางเข้าของกังหันแก๊สแนวรัศมี.....	94
6.5 การกระจายความเร็วและความดันในระนาบ $x-y$ บริเวณช่องการไหลที่ทางเข้าของกังหันแก๊สแนวรัศมี.....	95
6.6 การกระจายอุณหภูมิแก๊สในระนาบ $x-y$ บริเวณช่องการไหลที่ทางเข้าของกังหันแก๊สแบบแนวรัศมี.....	95
6.7 การตัดระนาบ $x-z$ ที่ทางเข้าช่องการไหล.....	96
6.8 เวกเตอร์ความเร็วในระนาบ $x-z$ บริเวณปากทางเข้ากังหันแก๊สแนวรัศมี.....	97
6.9 การกระจายความเร็วและความดันในระนาบ $x-z$ บริเวณปากทางเข้าของกังหันแก๊สแนวรัศมี.....	98
6.10 การกระจายอุณหภูมิในระนาบ $x-z$ บริเวณปากทางเข้ากังหันแก๊สแนวรัศมี.....	99
6.11 แสดงมุมมอง 3 มิติ ของการตัดระนาบ $x-y$ บริเวณกึ่งกลางช่องการไหลของกังหันแก๊สแนวรัศมี.....	100
6.12 เวกเตอร์ความเร็วในระนาบ $x-y$ บริเวณกึ่งกลางช่องการไหลของกังหันแก๊สแนวรัศมี.....	101
6.13 แสดงเวกเตอร์ความเร็ว 3 มิติ ในระนาบ $x-y$ บริเวณกึ่งกลางช่องการไหลของกังหันแก๊สแนวรัศมี.....	102
6.14 การกระจายความเร็วในระนาบ $x-y$ บริเวณกึ่งกลางช่องการไหลของกังหันแก๊สแนวรัศมี.....	103

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
6.15 การกระจายอุณหภูมิในระนาบ $x-y$ บริเวณกึ่งกลางช่องการไหลของกังหันแก๊สแนวร์คมี.....	104
6.16 อัตราสูญเสียในระนาบ $x-y$ บริเวณกึ่งกลางช่องการไหลของกังหันแก๊สแนวร์คมี.....	105
6.17 แสดงมุมมอง 3 มิติ ของการตัดระนาบ $x-y$ บริเวณปลายสุดช่องการไหลของกังหันแก๊สแนวร์คมี.....	106
6.18 แสดงเวกเตอร์ความเร็ว 3 มิติ ในระนาบ $x-y$ บริเวณปลายสุดช่องการไหลของกังหันแก๊สแนวร์คมี.....	107
6.19 การกระจายความเร็วและความดันในระนาบ $x-y$ บริเวณปลายสุดช่องการไหลของกังหันแก๊สแนวร์คมี.....	108
6.20 การกระจายอุณหภูมิในระนาบ $x-y$ บริเวณปลายสุดช่องการไหลของกังหันแก๊สแนวร์คมี.....	109
6.21 แสดงมุมมอง 3 มิติ ของการตัดระนาบ $x-z$ บริเวณทางออกของกังหันแก๊สแนวร์คมี.....	109
6.22 เวกเตอร์ความเร็วในระนาบ $x-z$ บริเวณทางออกของกังหันแก๊สแนวร์คมี.....	110
6.23 การกระจายความเร็วในระนาบ $x-z$ บริเวณทางออกของกังหันแก๊สแนวร์คมี.....	111
6.24 การกระจายอุณหภูมิในระนาบ $x-z$ บริเวณทางออกของกังหันแก๊สแนวร์คมี.....	112
6.25 ขนาดความเร็วจากทางเข้าถึงทางออกของกังหันแก๊สแนวร์คมี.....	113
6.26 ความดันสถิตย์จากทางเข้าถึงทางออกของกังหันแก๊สแนวร์คมี.....	114
6.27 อุณหภูมิสถิตย์จากทางเข้าถึงทางออกของกังหันแก๊สแนวร์คมี.....	114
6.28 ประสิทธิภาพไอเซ็นโทรปิกที่มุมทางเข้าต่างๆ.....	115
6.29 อัตราการไหลมวลที่มุมทางเข้าเปลี่ยนไปของกังหันแก๊สแนวร์คมี.....	116
6.30 กังหันกำลังที่มุมทางเข้าเปลี่ยนไปของกังหันแก๊สแนวร์คมี.....	116
6.31 แสดงเส้นการไหลเข้ากังหันแก๊สที่มุมต่างๆ.....	117

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รายการสัญลักษณ์

สัญลักษณ์โรมัน

A	พื้นที่, m^2
C_p	ค่าความจุความร้อนจำเพาะที่ความดันคงที่, $J kg^{-1} K^{-1}$
C_v	ค่าความจุความร้อนจำเพาะที่ปริมาตรคงที่, $J kg^{-1} K^{-1}$
C	ความเร็วสัมบูรณ์, $m s^{-1}$ ความเร็วแก๊ส, $m s^{-1}$
d	ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางกึ่งตัน
E	พลังงานรวม, J
F	แรง, N
$F_{LT,max}$	แรงยกทางทฤษฎีสูงสุด, N
g	แรงดึงดูดของโลก, $m s^{-2}$
H	เฮด (Head), m
h	เอนทาลปีจำเพาะ, $J kg^{-1}$
k	พลังงานจลน์แบบปั่นป่วนต่อหน่วยมวล, $m^2 s^{-2}$
m	มวล, kg
\dot{m}	อัตราการไหลเชิงมวล, $kg s^{-1}$
\dot{m}_{fp}	อัตราการไหลเชิงมวลผ่านพื้นผิวของปริมาตรควบคุม, $kg s^{-1}$
n	Normal Surface Vector
P	กำลังงาน, W
P_k	อัตราการก่อกำเนิดพลังงานจลน์เทอร์บิวเลนซ์เนื่องจากเคเคเคเคเคเคเคเคเคเคเค, $kg m^{-1} s^{-3}$
p	ความดัน, $N m^{-2}$ ความดันสถิตย, $N m^{-2}$
p'	ความดันปรับปรุรง, $N m^{-2}$
Q	ความร้อน, J
\dot{Q}	อัตราความร้อน, W
q	ความร้อนจำเพาะ, $J kg^{-1}$
R	ค่าคงที่ของแก๊ส, $J kg^{-1} K^{-1}$
r	รัศมี, m
r_p	อัตราส่วนความดัน, ไร้นหน่วย
S	เอนโทรปี, J
s	เอนโทรปีจำเพาะ, $J kg^{-1}$
T	อุณหภูมิ, K อุณหภูมิสถิตย, K แรงบิด, $N m$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รายการสัญลักษณ์ (ต่อ)

สัญลักษณ์โรมัน

t	เวลา, s
U	ขนาดความเร็วใบพัดหรือใบกังหัน, m s^{-1} ขนาดความเร็วแก๊ส, m s^{-1}
\bar{U}	เวกเตอร์ความเร็ว, m s^{-1}
u	พลังงานภายในจำเพาะ, J kg^{-1} ความเร็วในทิศทาง x
V	ปริมาตร, m^3 ขนาดความเร็ว, m s^{-1}
v	ปริมาตรจำเพาะ, $\text{m}^3 \text{kg}^{-1}$ ความเร็วในทิศทาง y
W	งาน, J ความเร็วสัมพัทธ์, m s^{-1}
W_c	งานคอมเพรสเซอร์, J
W_t	งานกังหัน, J
\dot{W}	กำลังงาน, W
\dot{W}_c	กำลังงานคอมเพรสเซอร์, W
\dot{W}_t	กำลังงานกังหัน, W
w	งานจำเพาะ, J kg^{-1} ความเร็วในทิศทาง z
z	ความสูง, m
x, y, z	พิกัดในทิศทาง x, y, z

สัญลักษณ์กรีก

ε	อัตราการสูญเสีย
η	ประสิทธิภาพ
γ	อัตราส่วนความร้อนจำเพาะของแก๊ส
λ	ค่าการนำความร้อนของแก๊ส, $\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$
μ	ความหนืด, Pa s ความหนืดไดนามิก, Pa s
θ	มุม, เชิงมุม, Tangential
ρ	ความหนาแน่น, kg m^{-3}
ρ^0	ความหนาแน่นแบบ Old Time, kgm^{-3}
δ	Kronecker Delta function
τ	แรงบิด, Nm ความเค้นเฉือน Nm^{-2}
$\bar{\tau}$	เทนเซอร์ของความเค้น
ω	ความเร็วเชิงมุม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รายการสัญลักษณ์ (ต่อ)

สัญลักษณ์กรีก

- β มุมของความเร็วสัมพัทธ์
 α มุมของความเร็วสัมบูรณ์
 f_n สัมประสิทธิ์ RNG $k-\epsilon$ Turbulence Model

อักษรตัวยก

- n ดัชนีบ่งชี้โพลีโทรปิก

อักษรตัวห้อย

- A อากาศ, แกนอ้างอิง A-A
 a สภาวะจริง, อากาศ
 B แบร์ริง
 $Brayton$ วัฏจักรเบรตัน
 eff ประสิทธิภาพ
 c กระบวนการอัดตัว
 h ไฮดรอลิก
 in ทางเข้า
 i, j, k ดัชนีบ่งบอกทิศทาง x,y,z
 m เริงกล
 max สูงสุด
 min ต่ำสุด
 o คุณสมบัติ Stagnation, รวม
 ori ต้นแบบ
 out ทางออก
 p โพลีโทรปิก
 R กระบวนการแบบไหลย้อนกลับได้, ค่าคงที่ของแก๊ส
 r, rel สัมพัทธ์
 s, is ทางอุณหพลศาสตร์
 stn สถานะหยุดนิ่ง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รายการสัญลักษณ์ (ต่อ)

อักษรตัวห้อย

<i>t</i>	แบบปั่นป่วน, ไอเซ็น โทริบิค, กังหันแก๊ส
<i>tar</i>	เป้าหมาย (Target)
<i>ts</i>	Total-to-Static
<i>tt</i>	Total-to-Total
<i>total</i>	รวม

สัญลักษณ์ค่าคงที่ต่างๆ

$C_{\epsilon 1RNG}$	สัมประสิทธิ์ RNG $k-\epsilon$ Turbulence Model เท่ากับ $1.42-f_n$
$C_{\epsilon 2RNG}$	RNG $k-\epsilon$ Turbulence Model เท่ากับ 1.68
$C_{\mu RNG}$	RNG $k-\epsilon$ Turbulence Model เท่ากับ 0.085
β_{RNG}	RNG $k-\epsilon$ Turbulence Model เท่ากับ 0.012
σ_{kRNG}	RNG $k-\epsilon$ Turbulence Model สำหรับสมการ k เท่ากับ 0.7179
$\sigma_{\epsilon RNG}$	RNG $k-\epsilon$ Turbulence Model เท่ากับ 0.7179

อักษรย่อ

CFD	พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ
CHP	ระบบผลิตกำลังไฟฟ้าและความร้อนร่วม
FVM	ระเบียบวิธีปริมาตรสี่เหลี่ยม
MGT	ไมโครเทอร์ไบน์หรือไมโครแก๊สเทอร์ไบน์
RGT	กังหันแก๊สแนวรัศมี

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

ด้วยในปัจจุบันมีการผลิตไฟฟ้าหลายรูปแบบด้วยกันอาทิเช่น การผลิตไฟฟ้าด้วยพลังงานนิวเคลียร์ การผลิตไฟฟ้าด้วยพลังงานน้ำ การผลิตไฟฟ้าด้วยพลังงานลม การผลิตไฟฟ้าด้วยไอน้ำ และการผลิตไฟฟ้าด้วยแก๊ส เป็นต้น ซึ่งในแต่ละรูปแบบจะมีค่าของการผลิตกำลังไฟฟ้าที่ต่างกันไป ขึ้นอยู่กับสิ่งแวดล้อมและภูมิประเทศนั้นๆ และเนื่องจากในแต่ละรูปแบบมีฐานในการผลิตที่ใหญ่ จึงก่อให้เกิดมลภาวะที่มาก ซึ่งแก๊สไอเสียที่ออกมาส่งผลให้เกิดมลพิษต่อสิ่งแวดล้อมอย่างมาก อีกทั้งแก๊สไอเสียยังทำให้เกิดปรากฏการณ์เรือนกระจก เป็นผลทำให้โลกร้อนขึ้น สิ่งเหล่านี้เป็นแรงขับเคลื่อนให้เกิดการวิจัยในการที่จะผลิตพลังงานไฟฟ้าที่มีประสิทธิภาพสูง ซึ่งต้องการเทคโนโลยีทางเลือกในการเปลี่ยนรูปพลังงานที่มีประสิทธิภาพและก่อมลพิษต่อสิ่งแวดล้อมที่น้อย เข้ากับแหล่งชุมชนหรือท้องถิ่นได้ หนึ่งในเทคโนโลยีนั้นคือ “เครื่องยนต์กังหันแก๊สขนาดเล็กแบบไหลเข้าในแนวรัศมี” ด้วยสาเหตุนี้จึงก่อให้เกิดงานวิจัยขึ้นเพื่อตอบสนองกับปัญหาดังกล่าว เพื่อให้มีการลดลงของมลภาวะให้น้อยลง มีเชื้อเพลิงที่หาง่ายสามารถที่จะนำไปผลิตไฟฟ้า ซึ่งสามารถรองรับการใช้กำลังไฟฟ้าทุกช่วงของการใช้งานซึ่งสามารถนำไปสู่ประสิทธิภาพที่มาก รวมไปถึงเป็นการผลิตไฟฟ้าในท้องถิ่นและกระจายไฟฟ้าออกไป อีกทั้งมีขนาดที่กะทัดรัดจึงมีการเคลื่อนย้ายไปตามสถานที่ต่างๆ ได้อย่างสะดวก

1.2 เครื่องยนต์กังหันแก๊สขนาดใหญ่ (Gas Turbine)

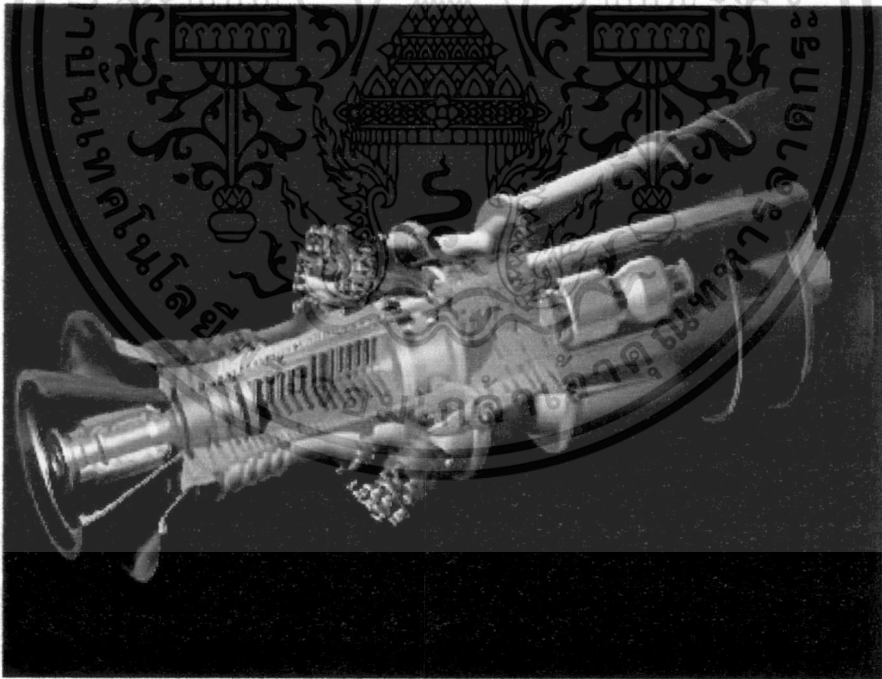
เครื่องยนต์กังหันแก๊สคือเครื่องยนต์หมุน โดยดึงเอาพลังงานจากการไหลของแก๊สที่ได้จากการเผาไหม้ไปผลิตไฟฟ้า เชื้อเพลิงที่ใช้ อาจจะเป็นแก๊สหรือของเหลวที่ได้มาจากแก๊สธรรมชาติ ส่วนประกอบหลักของเครื่องยนต์กังหันแก๊สได้แก่ เครื่องสร้างแรงดัน(Compressor) ห้องเผาไหม้ (Combustor) และกังหัน (Turbine)

พลังงานที่ได้มาจากห้องเผาไหม้จะมีการผสมระหว่างอากาศกับเชื้อเพลิงและทำการจุดระเบิดภายในห้องเผาไหม้จึงก่อให้เกิดการเผาไหม้ขึ้น ซึ่งทำให้มีอุณหภูมิ ความเร็วและปริมาตรจากการไหลของแก๊สเพิ่มขึ้น แก๊สจะไหลผ่านช่องการไหลของแก๊ส (Nozzle) เข้าไปปะทะใบกังหัน และไหลเข้าสู่ช่องการไหลของกังหันเพื่อไปขับเคลื่อนให้กังหันหมุน ในขณะเดียวกันเครื่องสร้างแรงดันก็จะหมุนตามกังหันด้วยเพลลาที่เชื่อมต่อกัน ขณะที่กังหันหมุนก็จะทำให้เกิดกำลังงานขึ้น โดยกำลังงานที่ได้จะถูกนำไปใช้ขับเคลื่อนยานพาหนะต่างๆเช่น เครื่องบิน รถไฟ เรือ เครื่องกำเนิดไฟฟ้าและอื่นๆ เป็นต้น

การพิจารณาการออกแบบและกระบวนการผลิตจะทำตามหลักทางวิศวกรรม โดยส่วนใหญ่ไอเสียที่ไหลผ่านชุดกังหันจะมีการนำกลับมาใช้ประโยชน์อีกครั้ง โดยอุปกรณ์ที่เรียกว่า รีคูเพอเรเตอร์ (Recuperator) รีคูเพอเรเตอร์ทำหน้าที่เป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนโดยมีการแลกเปลี่ยนระหว่างไอเสียร้อนกับอากาศที่ได้จากเครื่องสร้างแรงดันก่อนไหลเข้าสู่ห้องเผาไหม้ ในบางครั้งได้นำไอเสียไปใช้สำหรับการผลิตน้ำร้อนในระบบกังหันไอน้ำ ระบบความร้อนร่วมและ กำลัง (Cogeneration) หรือเรียกอีกอย่างว่า วัฏจักรร่วม เป็นต้น

นอกจากนี้เครื่องยนต์กังหันแก๊สยังมีอุปกรณ์เสริมที่สำคัญ เช่น เพลตกำลัง แบร์ริง และรีคูเพอเรเตอร์ เป็นต้น เครื่องยนต์กังหันแก๊สที่มีขนาดใหญ่จะทำงานที่ความเร็วรอบเท่ากับ 3000 rpm (50 hertz [Hz]) จ่ายกำลังไฟฟ้าบริเวณทวีปยุโรปและทวีปเอเชีย หรือ 3600 rpm (60 hertz [Hz]) จ่ายกำลังที่ U.S.) สอดคล้องกับ AC power grid ดังนั้นต้องมีการสร้างเรือนฝาครอบที่หลากหลายและมีอุปกรณ์เสริมดังเช่น Cooling Tower [1] เป็นต้น

แบร์ริงทรัส (Thrust Bearing) และแบร์ริงเจอร์นัล (Journal Bearing) เป็นส่วนที่สำคัญของเครื่องยนต์กังหันแก๊สดังรูปที่ 1.1 โดยปกติจะใช้เป็นแบร์ริงน้ำมันแบบไฮโดรไดนามิก (Hydrodynamic Oil)



รูปที่ 1.1 เครื่องยนต์กังหันแก๊สขนาดใหญ่

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1.3 เครื่องยนต์กังหันแก๊สในยานพาหนะ (Gas Turbines in Vehicles)

ในปี 1950 มีผู้ออกแบบชื่อ F.R. Bell and Chief Engineer Maurice Wilks เป็นผู้ผลิตเครื่องยนต์ British และเป็นครั้งแรกที่ได้ผลิตเครื่องยนต์กำลังด้วยเครื่องยนต์กังหันแก๊ส ในระหว่างการทดสอบเครื่องยนต์มีความเร็วสูงถึง 140 km/hour ที่ความเร็วรอบของกังหันเท่ากับ 50000 rpm เครื่องยนต์ที่วิ่งใช้น้ำมันเบนซิน น้ำมันพาราฟิน (paraffin) และน้ำมันดีเซล แต่มีปัญหาในเรื่องของการสิ้นเปลืองน้ำมันเชื้อเพลิงจึงเป็นอุปสรรคในการผลิตเครื่องยนต์ ซึ่งในปัจจุบันได้มีการแสดงเครื่องยนต์ที่ติดตั้งเครื่องยนต์กังหันแก๊สนี้ไว้ ณ พิพิธภัณฑ์ London science

มีการนำเครื่องยนต์กังหันแก๊สมาใช้ในรถถังของกองทัพ โดยมีการผลิตที่มากและใช้ในรถถังรุ่น T-80 และ Abrams ต่อมาในปี 1950 ได้นำกังหันแก๊ส Parson กำลัง 650 แรงม้า ติดตั้งภายใน FV214 Conqueror Tank Heavy Tank ซึ่งถือได้ว่าในยุคนั้นมีความประสบความสำเร็จอย่างมากในเรื่องของการนำเครื่องยนต์กังหันแก๊สเข้ามาติดตั้งในรถถัง

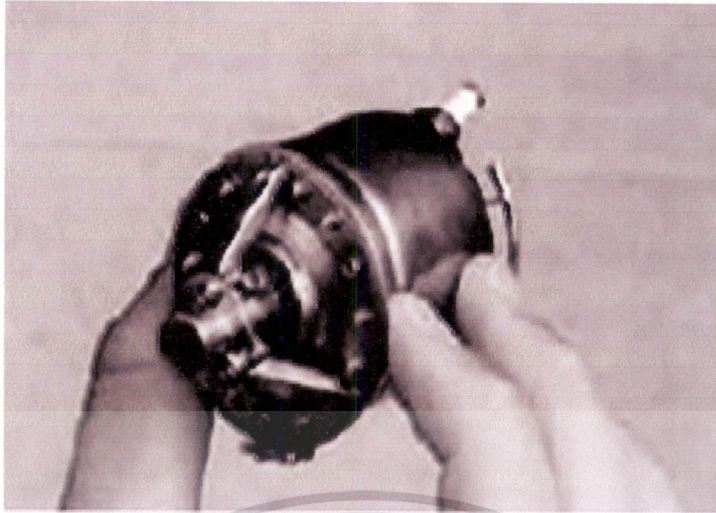
นอกจากนี้ยังมีการผลิตมอเตอร์ไซด์ที่ใช้เครื่องยนต์กังหันแก๊สพบขึ้นครั้งแรกใน MTT Turbine SUPERBIKE ในปี 2000 ซึ่งเครื่องจักรนี้มีราคาสูงจึงมีการผลิตออกมาเป็นจำนวนน้อย

1.4 ไมโครเทอร์ไบน์ (Microturbine)

ไมโครเทอร์ไบน์มีส่วนประกอบที่สำคัญก็คือเครื่องสร้างแรงดันแบบแนวรัศมีและกังหันแนวรัศมีแบบขั้นตอนเดียว นอกจากนี้ยังมีอุปกรณ์เสริมอันได้แก่ รีคูเพอเรเตอร์ (Recuperator) และแบร์ริงฟอยล์ (Foil Bearing) หรือแบร์ริงฟอยล์ไฮโดรไดนามิก (Hydrodynamic Foil Bearing) อุปกรณ์เหล่านี้จะติดตั้งอยู่ภายในไมโครเทอร์ไบน์ โดยที่ไมโครเทอร์ไบน์จะมีความเร็วรอบที่เร็วมาก ซึ่งเครื่องยนต์จะทำงานอยู่ที่ประมาณ 10000 rpm และไมโครเทอร์ไบน์จะทำงานอยู่ที่ 100000 rpm ซึ่งสังเกตเห็นได้ว่าไมโครเทอร์ไบน์จะมีส่วนประกอบหลักๆที่คล้ายคลึงกันกับเครื่องยนต์กังหันแก๊สขนาดใหญ่ซึ่งได้กล่าวไว้ข้างต้น

จากรูปที่ 1.2 แสดงถึงการออกแบบไมโครเทอร์ไบน์สำหรับงานวิจัยของ M-Dot Aerospace Defense โดยไมโครเทอร์ไบน์จะมีส่วนประกอบดังนี้

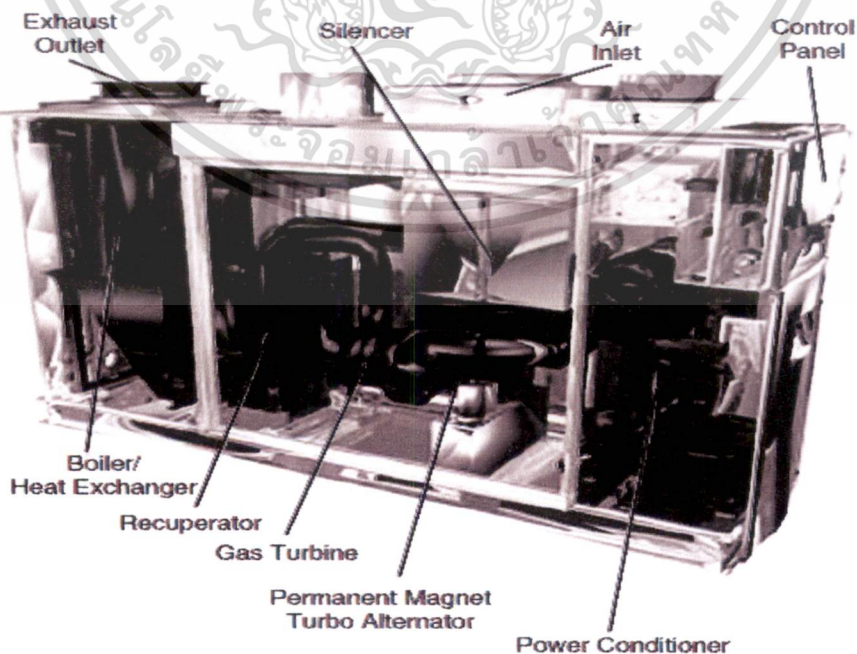
1. Turbo Alternators
2. Genset
3. Microturbine
4. Turbogenerator



รูปที่ 1.2 ไมโครเทอร์ไบน์

ไมโครเทอร์ไบน์มีการใช้กันอย่างแพร่หลายสำหรับการผลิตกำลังไฟฟ้าและมีการนำไปใช้ในระบบความร้อนร่วมและกำลัง (CHP: Combustion Heat and Power) ซึ่งมีย่านผลิตกำลังอยู่ที่ 10 kW ถึง 100 kW หรือมากกว่า

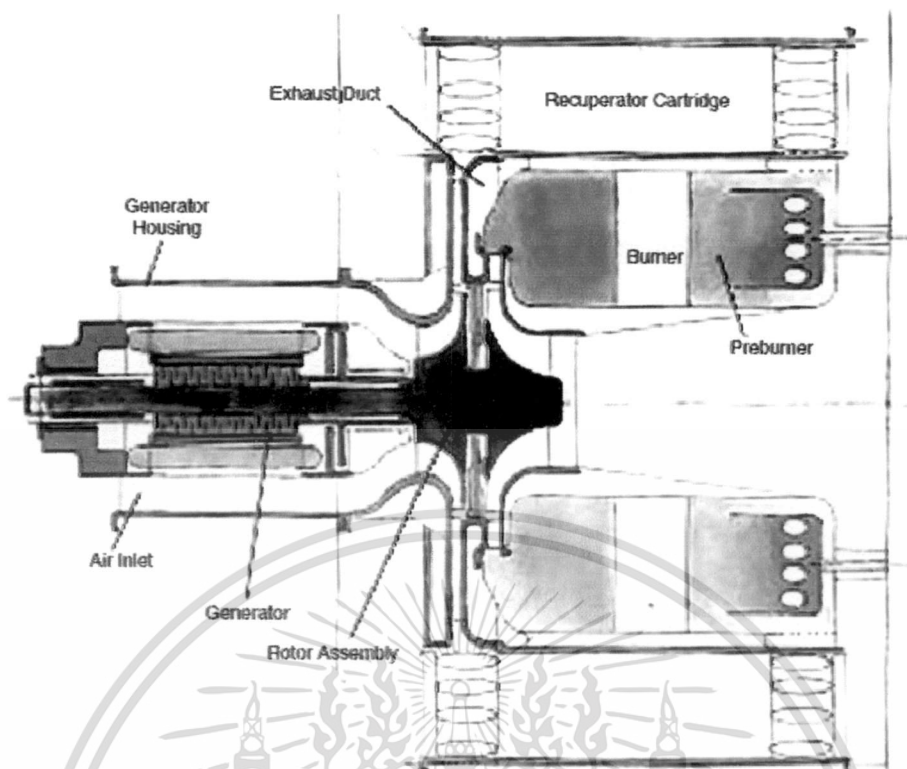
ระบบไมโครเทอร์ไบน์ ดังรูปที่ 1.3 และ 1.4 จะมีประโยชน์มากกว่าเครื่องชนิดแบบลูกสูบในเรื่องของ ความหนาแน่นกำลังสูง น้ำหนักเบากว่า และมีมลพิษต่ำ เป็นต้น การออกแบบแบร์ริงฟอยล์ (Foil Bearing) จะเป็นระบบการระบายความร้อนด้วยอากาศ โดยไม่ต้องใช้น้ำมันหล่อลื่น น้ำหล่อเย็น หรือวัสดุอื่นๆ ใดๆก็ตาม เครื่องยนต์กำเนิดไฟฟ้าแบบลูกสูบจะมีการตอบสนองที่ดีในแง่ของกำลังงานเอาต์พุตที่ได้รับ



รูปที่ 1.3 ไมโครเทอร์ไบน์และระบบต่างๆ [2]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาด้านนี้ ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 1.4 ภาพตัดขวางของไมโครเทอร์ไบน์ [3]

เชื้อเพลิงของไมโครเทอร์ไบน์โดยส่วนใหญ่ได้แก่ แก๊สธรรมชาติ โพรเพน ดีเซล และน้ำมันก๊าด นอกจากนี้เชื้อเพลิงที่ได้กล่าวมาแล้ว ไมโครเทอร์ไบน์ยังสามารถใช้พลังงานทดแทนอย่างอื่นได้อีก อาทิเช่น ไบโอดีเซล ที่ได้มาจากกองขยะและบ่อบำบัดสิ่งปฏิกูล เป็นต้น

ปกติการออกแบบไมโครเทอร์ไบน์ประกอบไปด้วยคอมเพรสเซอร์แวนน์โรตารี กังหันแวนน์โรตารีแบบขั้นตอนเดียว และอุปกรณ์รีคูเพอเรเตอร์ (Recuperator) โดยอุปกรณ์รีคูเพอเรเตอร์ยังมีการออกแบบและการผลิตที่ยากเพราะว่าต้องทำงานภายใต้ความดันและอุณหภูมิที่สูง ซึ่งความร้อนจากไอเสียสามารถนำไปใช้อุ่นน้ำให้ร้อน กระบวนการอบแห้งและการทำความเย็นด้วยระบบดูดซึม (Absorption Chiller) คือใช้หลักการสร้างอากาศเย็นให้ไปแทนที่พลังงานความร้อนที่มาจากพลังงานไฟฟ้า

ระบบของไมโครเทอร์ไบน์จะมีประสิทธิภาพการทำงานอยู่ที่ 25% ถึง 40% แต่ถ้าติดตั้งระบบระบบความร้อนร่วมและกำลัง (Combine Heat and Power Cogeneration) จะทำให้เพิ่มประสิทธิภาพได้มากถึง 80% [1]

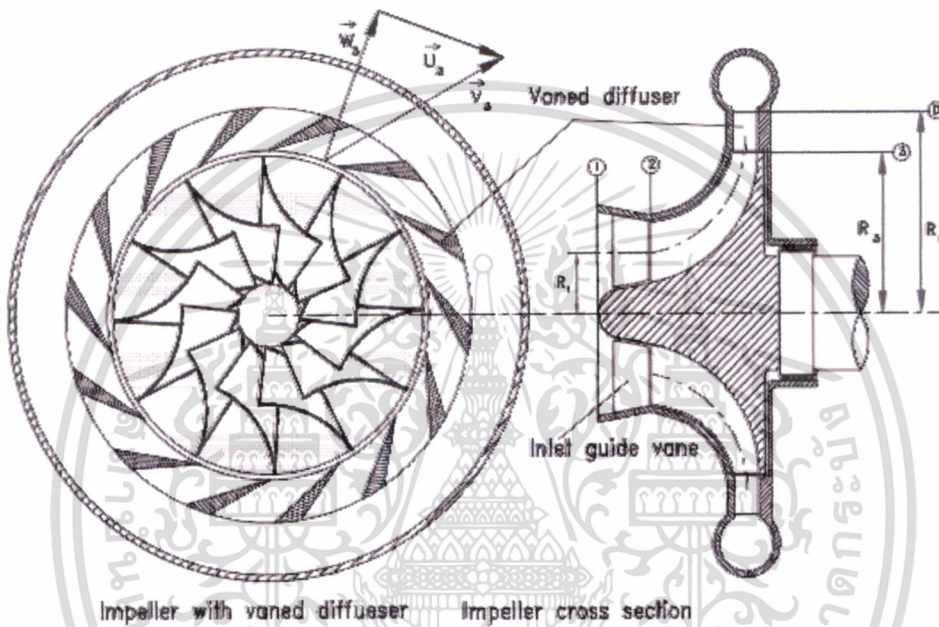
ไมโครเทอร์ไบน์สามารถใช้กับเซลล์เชื้อเพลิงซึ่งสามารถเพิ่มประสิทธิภาพได้ถึง 80% โดยนำกำลังที่ได้ไปใช้ขับเคลื่อนในรถยนต์ หรือในโรงงานไฟฟ้า เป็นต้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1.5 องค์ประกอบต่างๆของไมโครเทอร์ไบน์

1.5.1 คอมเพรสเซอร์ (Compressor)

อุปกรณ์ที่สำคัญอีกอย่างของไมโครเทอร์ไบน์นั่นก็คือคอมเพรสเซอร์แนวรัศมีหรือเครื่องสร้างแรงดันแนวรัศมี โดยปกติจะมีอัตราส่วนความดันสูงและอัตราการไหลมวลต่ำ แต่สำหรับคอมเพรสเซอร์แนวแกนจะมีอัตราส่วนความดันสูงถึง 35:1 และมีอัตราการไหลมวลสูง ซึ่งสารทำงานที่ใช้ในคอมเพรสเซอร์ ได้แก่ น้ำหรือแก๊ส เป็นต้น โดยวัสดุของคอมเพรสเซอร์แนวรัศมีทำมาจากเหล็กสแตนเลส (Stainless Steel) [3]



รูปที่ 1.5 คอมเพรสเซอร์แนวรัศมีแบบขั้นตอนเดียว

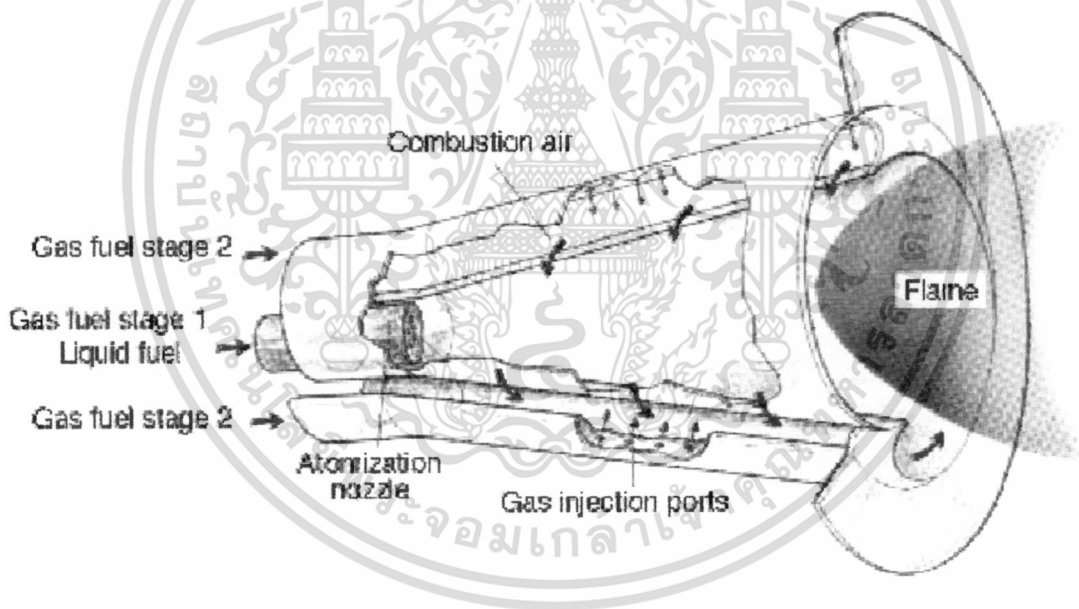
รูปที่ 1.6 โรเตอร์คอมเพรสเซอร์แนวรัศมีในรูปแบบ 3 มิติ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สำหรับรูปที่ 1.5 เป็นภาพตัดขวางของโรเตอร์คอมเพรสเซอร์แนวรัศมี โดยมีคิฟิวเซอร์ (Diffuser) ทำหน้าที่ช่วยลดพลังงานจลน์ของของไหลที่ทางออก และจากรูปที่ 1.6 แสดงถึงโรเตอร์คอมเพรสเซอร์แนวรัศมีในรูปแบบ 3 มิติ

1.5.2 ห้องเผาไหม้ (Combustor)

ไม่มีความแตกต่างกันนักระหว่างห้องเผาไหม้ของกังหันแก๊สขนาดเล็กกับห้องเผาไหม้ของกังหันแก๊สขนาดใหญ่ นั่นก็คือห้องเผาไหม้ของกังหันแก๊สขนาดเล็กจะเหมือนกับห้องเผาไหม้ของกังหันแก๊สขนาดใหญ่ ซึ่งมีลักษณะการออกแบบห้องเผาไหม้เป็นแบบวงกลมหรือมีการออกแบบห้องเผาไหม้ให้เป็นแบบห้องเผาไหม้เดี่ยวหรือห้องเผาไหม้คู่ ดังรูปที่ 1.7 ซึ่งวัสดุที่ใช้ทำเป็นจำพวก เหล็กสแตนเลสมาร์เทนไซต์ (Martensitic Stainless Steel) และเหล็กสแตนเลสเฟอร์ริติก (Ferritic Stainless Steel) ซึ่งเหล็กเหล่านี้มาจากอัลลอยด์ (Alloy) หรือมาจากนิกเกิลอัลลอยด์ (Nickel Alloy) แต่ถ้าเป็นห้องเผาไหม้แบบแคทาไลติก (Catalytic) จะสามารถลดมลพิษให้มีค่าต่ำกว่า 3 ppm (เป็นแก๊สธรรมชาติ) [2]



รูปที่ 1.7 ห้องเผาไหม้แบบคู่จะมีห้องเผาไหม้หลักและห้องเผาไหม้รอง

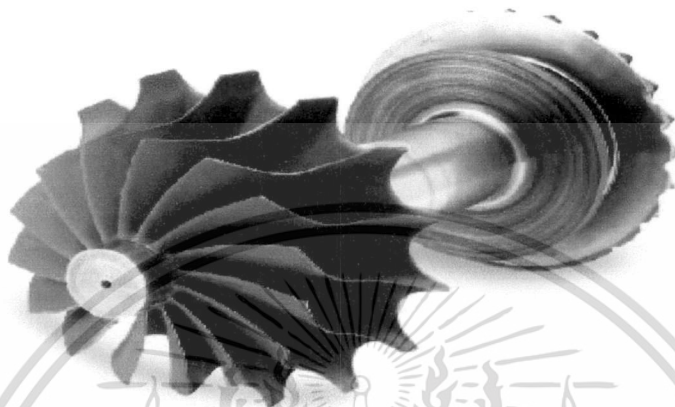
1.5.3 กังหัน (Turbine)

กังหันเป็นอุปกรณ์ที่สำคัญของไมโครเทอร์ไบน์ กังหันจะมีแก๊สไหลเข้าในแนวรัศมีและแก๊สไหลออกในแนวแกน โดยมีการออกแบบที่คล้ายกันกับคอมเพรสเซอร์ (ยกเว้นจะมีรูปทรง (Geometry) ที่ต่างกันบ้าง) โดยในบางครั้งก็ได้มีการออกแบบกังหันให้เป็นแบบผสม ซึ่งจะมีลักษณะ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ของแก๊สที่ไหลเข้าทั้งในแนวแกนและในแนวรัศมีแบบผสมกัน ซึ่งในรูปแบบผสมนี้มักจะใช้กับกังหันแก๊สขนาดใหญ่ (Multi-Megawatt Gas Turbine)

วัสดุที่ใช้ทำกังหันได้แก่ เซรามิก (Monolithic Silicon Nitride) โดยวัสดุที่ใช้ทำกังหันของไมโครเทอร์ไบน์จะใช้วัสดุเดียวกันกับกังหันแก๊สขนาดใหญ่ ดังรูปที่ 1.8 ซึ่งปัจจุบันได้มีการปรับปรุงวัสดุให้มีความคงทนต่อสภาพอุณหภูมิสูงและต้านทานการเกิดออกซิเดชัน (Oxidation)



รูปที่ 1.8 โรเตอร์กังหันแก๊สขนาด 60 kW [2]

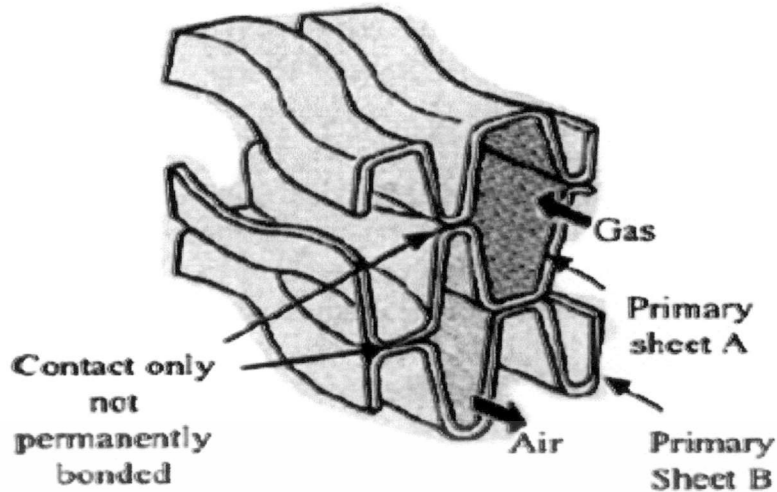
1.5.4 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (Recuperator)

อุปกรณ์รีคูเพอเรเตอร์ (Recuperator) จะทำหน้าที่แลกเปลี่ยนความร้อนจากไอเสียของกังหันให้กับอากาศที่ทางออกของคอมเพรสเซอร์เพื่ออุ่นอากาศก่อนเข้าสู่ห้องเผาไหม้ ในอุปกรณ์รีคูเพอเรเตอร์ จะทำหน้าที่ถ่ายเทความร้อนผ่านผนัง (แก๊สไอเสียร้อนอยู่ข้างหนึ่งและอากาศคอมเพรสเซอร์เย็นอยู่ข้างหนึ่งดังรูปที่ 1.9) อุปกรณ์รีคูเพอเรเตอร์ยังเป็นตัวช่วยเพิ่มประสิทธิภาพให้กับไมโครเทอร์ไบน์ได้ถึง 26-32 % จากเดิมที่ไม่ได้ติดตั้งอุปกรณ์รีคูเพอเรเตอร์มีประสิทธิภาพเท่ากับ 15-22 % [2] ข้อดีของอุปกรณ์รีคูเพอเรเตอร์จะช่วยลดน็อก (NO_x) เนื่องจากจะมีการใช้ปริมาณเชื้อเพลิงที่น้อยลงในการเผาไหม้

ความน่าสนใจของอุปกรณ์รีคูเพอเรเตอร์ คือ ได้มีการนำไปใช้กับขนาดหลายเมกะวัตต์ด้วย อุปกรณ์รีคูเพอเรเตอร์ของกังหันที่มีการเผาไหม้แบบ DLE จะทำให้ลดระดับมลพิษให้น้อยลงและไม่ต้องทำการบำบัดมลพิษในภายหลังอีก

ได้มีการวิจัยถึงวัสดุของอุปกรณ์รีคูเพอเรเตอร์พบว่าวัสดุที่ใช้มีส่วนทำให้ประสิทธิภาพเพิ่มมากขึ้นถึง 40 % เป็นผลทำให้ต้นทุนลดลงถึง \$500 ต่อกิโวลต์ วัสดุเหล่านี้มีอุณหภูมิทำงานระหว่าง 1290°F (700°C) และ $1,830^\circ\text{F}$ (1000°C) ได้แก่ 347SS, อัลลอยด์ 230, Modified Alloy 803, อัลลอยด์ 120, Thermic Alloy, อัลลอยด์ 625 และ อัลลอยด์ 214 เป็นต้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 1.9 อุปกรณ์รีคูเพอเรเตอร์ (Recuperator) [4]

1.5.5 ชุดควบคุม (Controller)

โดยทั่วไปชุดควบคุมไมโครเทอร์ไบน์มีความคล้ายกันกับกังหันแก๊สขนาดหลายเมกะวัตต์หรือขนาดใหญ่ ในบางครั้งการผลิตกำลังไฟฟ้าที่ภาระการทำงานหนักนั้นจำเป็นต้องมีการเพิ่มชุดควบคุมเข้าไปด้วยและต้องมีการปรับแต่งชุดควบคุมให้มีความเหมาะสมกันในแต่ละความเร็วรอบของกังหันแก๊สและเครื่องกำเนิดไฟฟ้า โดยที่ชุดควบคุมไม่ต้องทำการเปิด-ปิดวาล์ว (valve) ในขณะที่เครื่องทำงานหรือหยุดการทำงาน (start/stop) ในกรณีที่มิมีการทำงานหนักชุดควบคุมจะทำการป้องกันปรากฏการณ์ที่จะเกิดขึ้น ดังเช่น เกิดปรากฏการณ์การสั่นสะเทือน ความเร็ว อุณหภูมิ ความถี่ และกำลังที่เพิ่มสูงมากเกินไปอีกด้วย

อีกทั้งชุดควบคุมจะต้องสามารถสื่อสารกับระบบอื่นได้ (เช่น ระบบ Plant Distributed Control (DCS) และ Human Machine Interface (HMI) เป็นการสื่อสารแบบ Protocols เช่น Modbus, Ethernet TCP/IP, Ethernet UDP, OPC(Ethernet), DDE(Dynamic Data Exchange), EGD (Ethernet) ซึ่งระบบสื่อสารดังกล่าวทำให้ผู้ใช้/ผู้ทำงานสามารถควบคุมการทำงานได้ง่ายขึ้น เช่น ใช้ควบคุมระบบที่เกี่ยวข้องกับการซ่อมบำรุง เป็นต้น

เพื่อการตอบสนองที่ฉิวเฉียดเชื้อเพลิงจะต้องมีขนาดที่เข้ากับไมโครเทอร์ไบน์ได้เท่านั้นและต้องออกแบบให้วาล์วเชื้อเพลิงสามารถทำงานได้ทั้งสองเส้นทางไหล คือมีการไหลเริ่มต้น (Pilot Flow) และมีการไหลแบบ Running (Primary Flow) ก็จะทำให้ได้ประสิทธิภาพที่ดียิ่งขึ้น

ในทางด้านการผลิตกำลัง ชุดควบคุมจะต้องสามารถควบคุมภาระต่างๆอันได้แก่ ควบคุมภาระกำลังที่มากหรือน้อย (kW) ควบคุมความถี่ ควบคุม synchronizing และควบคุมการแบ่งภาระการทำงาน เป็นต้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สำหรับการขับเคลื่อนเชิงกล(ขับเคลื่อนเพรสเซอร์หรือปั๊ม) จุดควบคุมจะต้องสามารถควบคุมความดันที่ทางเข้า (Suction) ควบคุมความดันที่ทางออก (Discharge) ควบคุมอุณหภูมิ ควบคุมการไหลแบบหมุนวน ควบคุมการระบาย ควบคุมการเกิด Surge ในคอมเพรสเซอร์แรงเหวี่ยง (Centrifugal Compressor) และควบคุมชุดวาล์วอื่นๆ ได้เป็นต้น

1.5.6 เครื่องกำเนิดไฟฟ้า (Generator)

ในปัจจุบันการผลิต ไมโครเทอร์ไบน์ได้มีการออกแบบเพลาอยู่ 2 แบบ คือเพลาเดี่ยวที่ความเร็วสูงและเพลาแยก รูปแบบเพลาเดี่ยวจะขับเคลื่อนที่ความเร็วสูงโดยตรง (ขับเคลื่อนแม่เหล็กถาวร) โดยเครื่องกำเนิดไฟฟ้าต้องมีความเร็วรอบเดียวกับไมโครเทอร์ไบน์ ซึ่งในตอนต้นเครื่องกำเนิดไฟฟ้าจะผลิตไฟฟ้าออกมาเป็นกระแสแบบ AC power มีความถี่สูงมาก จากนั้นทำการแปลงไฟฟ้าจากกระแสสลับให้เป็นกระแสตรง DC power สิ่งที่ทำให้กระแสไฟฟ้ามีความสมบูรณ์นั้นจะต้องมีวงจรเรียงเรียงกระแสไฟฟ้าและตัวแปลงกระแส การเรียงเรียงกระแสและแปลงกระแสไฟฟ้าที่แรงดัน AC ที่ความถี่สูงจะถูกแปลงโดย อัลเทอร์เนเตอร์ (Alternator) ซึ่งอัลเทอร์เนเตอร์จะเปลี่ยนกระแสให้เป็นแรงดันไฟฟ้ากระแสตรง DC ที่ไม่เป็นระเบียบ โดยแรงดัน DC ที่ได้จะมีความถี่เท่ากับ 50 Hz หรือ 60 Hz และ 480 volts AC

ในรูปแบบการออกแบบเพลาแยก เครื่องกำเนิดไฟฟ้าจะถูกขับเคลื่อนโดยกังหันกำลังแบบอิสระ โดยปกติจะลดความเร็วรอบด้วยชุดเกียร์เพื่อให้ได้ความเร็วรอบเท่ากับ 3600 rpm ในการออกแบบเครื่องกำเนิดไฟฟ้าจะต้องผลิตกระแสไฟฟ้าให้ได้ 60 Hz power ซึ่งรูปแบบทั่วไปของการแปลงกระแสมีด้วยกัน 3 รูปแบบดังนี้

1. DC Link Converter
2. High Frequency Link Converter
3. Cycloconverter

ในรายการของไมโครเทอร์ไบน์และผู้ผลิตเครื่องแปลงกำลังจะอยู่ใน[2] การดำเนินการตัวแปลงกระแสอิเล็กทรอนิกส์กำลัง (Power Electronic Convert) นั้นเป็นแบบ Voltage Mode หรือ Current Mode ซึ่ง Current Mode จะใช้กับกังหันแก๊สขนาดเล็กโดยต่ออยู่กับกริด (Grid) และ Voltage Mode จะใช้กับกังหันแก๊สขนาดเล็กที่อยู่ในรูป Stand Alone Mode หรือ "Island"

1.5.7 แบริ่ง (Bearing)

เพราะว่าเงื่อนไขการทำงานของไมโครเทอร์ไบน์ที่ความเร็วรอบสูงเท่ากับ 100000 rpm หรือมากกว่า แบริ่งจึงเป็นส่วนที่สำคัญของไมโครเทอร์ไบน์ ซึ่งโดยพื้นฐานจะเป็นแบริ่งแบบไฮโดรไดนามิก (Hydrodynamic) และแบริ่งแบบ Anti-Friction ซึ่งแบริ่งที่ใช้ได้แก่ แบริ่งอากาศ แบริ่งแก๊ส และแบริ่งฟิล์ม เป็นต้น

ซึ่งการเสียดทาน การสวม ถือว่าเป็นปัญหาที่ต้องทำการหลีกเลี่ยง ดังนั้นจึงต้องมีสารหล่อลื่น เพื่อทำให้ไม่เกิดปัญหาในเรื่องของการเสียดสีของเพลลา [2]

รูปแบบเบร้งอากาศจะมีประสิทธิภาพทางทฤษฎีอยู่ประมาณ 60 % ดังนั้นสามารถหาแรงยก ดังสมการข้างล่างนี้ คือ

$$\text{แรงยกสูงสุดทางทฤษฎี} = F_{LT,max} = p_B \times A_B$$

$$\text{เมื่อ } p_B = \text{ความดันอากาศ (psi), } A_B = \text{พื้นที่เบร้ง (in}^2\text{)}$$

และ

$$\text{แรงยกจริง} = F_a = 60\% \times F_{LT,max}$$

1.6 รูปแบบและย่านกำลังไฟฟ้าของไมโครเทอร์ไบน์ (Type of Microturbine)

โดยรูปแบบขนาดของกังหันแก๊สมีชื่อ ดังเช่น Heavy Industrial, Aero-derivative, Mini-Turbine, Microturbine ทั้งนี้แต่ละรูปแบบจะมีความแตกต่างตรงขนาดกำลังไฟฟ้า ดังตารางที่ 1.1

ความสามารถในการใช้วัสดุของกังหันแก๊สค่อนข้างมีข้อจำกัด ดังนั้น ผลิตภัณฑ์ Aero-Derivative ส่วนใหญ่จะมีกำลังที่มากและใช้ในอุตสาหกรรมขนาดใหญ่ซึ่งโรเตอร์จะหมุนด้วยความเร็วสูงถึง 20000 rpm หรือมากกว่านั้น เพื่อต้องการการไหลของมวลนั่นเอง ตารางที่ 1.1 รูปแบบและย่านกำลังไฟฟ้า [2]

รูปแบบ	ย่านกำลังไฟฟ้า
Heavy Industrial & Aero-derivative	1000 kW หรือมากกว่า
Mini-Turbine	500 kW-1000 kW
Microturbine	20 kW-500 kW

ไมโครเทอร์ไบน์จะมีความเร็วสูงถึง 100000 rpm หรือมากกว่า ซึ่งจะมีค่ากำลัง Output ต่ำเท่ากับ 20 kW – 500 kW ได้มีการพัฒนาหน่วย (Unit) เหล่านี้จากองค์ประกอบของเทอร์โบชาร์จเจอร์ ในรถยนต์และรถสิบล้อจากเครื่องยนต์เจ็ทขนาดเล็ก เป็นต้น

1.7 การนำไมโครเทอร์ไบน์ไปใช้ (Application)

ตารางที่ 1.2 รูปแบบรายการแสดงถึงการนำไปใช้ของกังหันแก๊สและย่านกำลังไฟฟ้าให้มีความเหมาะสมกับสถานที่ต่างๆ

ตารางที่ 1.2 การนำขนาดกังหันแก๊สไปใช้ในสถานที่ต่างๆ [2]

ร้านสะดวกซื้อ(Fast Food Store)	40-50 kW
ภัตตาคาร/ปิ้งแก๊ส	50-70 kW
ซูเปอร์มาร์เก็ตเก่า	150-300 kW
ซูเปอร์มาร์เก็ตใหม่	300-2000 kW
โรงพยาบาล	100-6000 kW
อาคารสำนักงานขนาดใหญ่	400-3000 kW
โรงงาน	500 kW หรือมากกว่า

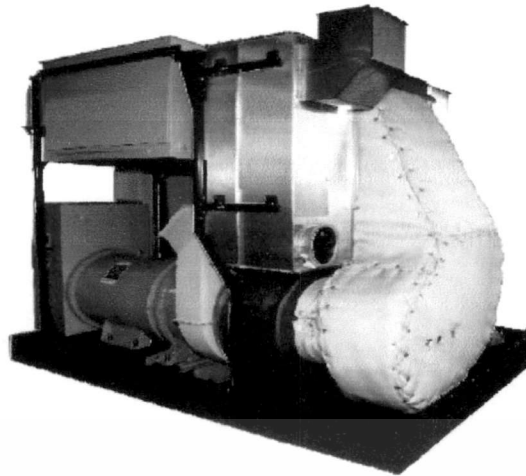
1.8 ไมโครเทอร์ไบน์ในรูปแบบต่างๆ

ความแตกต่างระหว่างไมโครเทอร์ไบน์กับกังหันแก๊สขนาดใหญ่ (Heavy Industrial & Aero-Derivative) นั่นก็คือขนาดของกังหัน ขณะที่องค์ประกอบของไมโครเทอร์ไบน์จะเล็กกว่ากังหันแก๊สขนาดใหญ่ โดยส่วนใหญ่วัสดุที่ใช้ทำไมโครเทอร์ไบน์จะใช้วัสดุเดียวกันกับกังหันแก๊สขนาดใหญ่ ดังรูปที่ 1.10 และ 1.11



รูปที่ 1.10 ไมโครเทอร์ไบน์ขนาด 60 kW รุ่น C60 บริษัท Capstone [2]

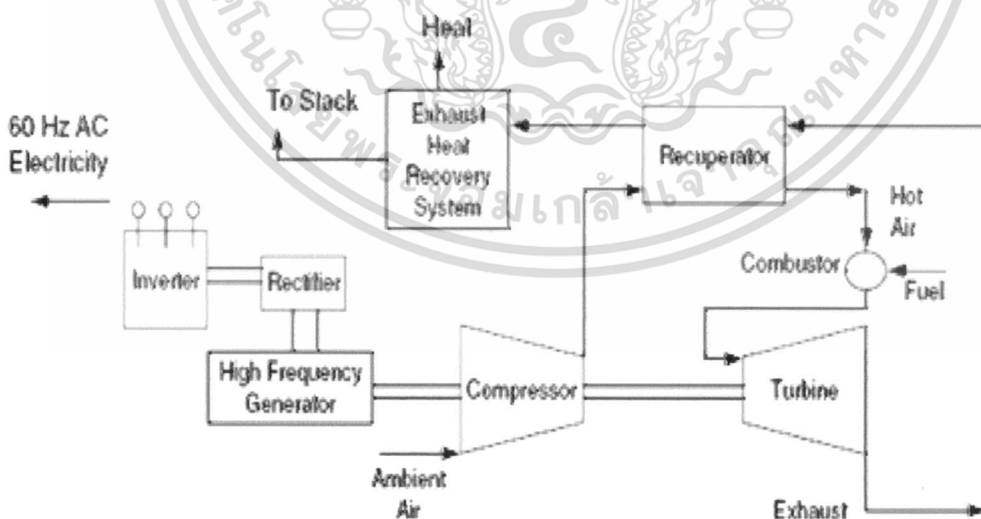
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 1.11 ไมโครเทอร์ไบน์ขนาด 250 kW ระบบ Ingersoll-Rand Energy [2]

1.8.1 ไมโครเทอร์ไบน์ร่วมกับระบบความร้อนร่วมและกำลัง

องค์ประกอบพื้นฐานของไมโครเทอร์ไบน์จะมีคอมเพรสเซอร์ กังหัน เครื่องกำเนิดไฟฟ้า และ รีคิเพอเรเตอร์ ดังรูปที่ 1.12 โดยปกติจะเป็นแบบเพลลาเดี่ยวต่อกับเครื่องกำเนิดไฟฟ้า ซึ่งเพลลาเดี่ยวหรือหลายเพลลานั้นจะมีการรองรับด้วยแบริงความเร็วสูงเพราะว่ากังหันเพลลาเดี่ยวจะมีส่วนที่เคลื่อนที่เพียงส่วนเดียวเท่านั้น ซึ่งมีการซ่อมบำรุงที่ต่ำและมีความน่าเชื่อถือสูงกว่าเพลลากังหันที่มีมากกว่า 1 เพลลา [1]



รูปที่ 1.12 ระบบความร้อนร่วมและกำลังของไมโครเทอร์ไบน์แบบเพลลาเดี่ยว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1.9 ข้อดีและข้อเสียของไมโครเทอร์ไบน์กับระบบต่างๆ [1]

ข้อดีของการผลิตไฟฟ้าด้วยไมโครเทอร์ไบน์

1. มีความน่าเชื่อถือสูง
2. มีการออกแบบที่เล็กกะทัดรัด
3. ลดต้นทุนและค่าซ่อมบำรุงต่ำ
4. มีมลพิษที่ต่ำและเสียงเบา

ข้อเสียของการผลิตไฟฟ้าด้วยไมโครเทอร์ไบน์

1. ต้องการแก๊สที่มีความดันสูง
2. ไม่สามารถสตาร์ทภายใต้ภาระที่หนักได้
3. อิเล็กทรอนิกส์กำลังยังต้องการการพัฒนาต่อไป
4. อุปกรณ์รีเฟอเลเตอร์ค่อนข้างจะมีปัญหาบ่อย

ข้อดีของการผลิตไฟฟ้าด้วยเครื่องยนต์ลูกสูบ

1. ทำงานได้ดีในบางส่วน
2. เหมาะสมสำหรับทำงานแบบ start/stop

ข้อเสียของการผลิตไฟฟ้าด้วยเครื่องยนต์ลูกสูบ

1. มีมลพิษมาก
2. มีเสียงดัง
3. ประสิทธิภาพไม่ดี

ข้อดีของการผลิตไฟฟ้าด้วยเซลล์เชื้อเพลิง

1. มีประสิทธิภาพสูง
2. กำลังเอาต์พุต (Output) มีคุณภาพสูง
3. ไม่มีชิ้นส่วนที่เคลื่อนที่
4. มลพิษต่ำมาก (ประเด็นในการพัฒนา)

ข้อเสียของการผลิตไฟฟ้าด้วยเซลล์เชื้อเพลิง

1. มีการลงทุนสูง

1.10 แบบจำลอง CFD ของเครื่องยนต์กังหันแก๊ส

เนื่องจากหลายปัญหาที่พบเจอในการพัฒนา ศาสตร์ทางด้านการจำลองเครื่องยนต์กังหันแก๊ส ได้แพร่หลายตลอดช่วงไม่กี่ปีมานี้ โดยเฉพาะอย่างยิ่งแบบจำลอง CFD เพราะว่ามันช่วยอธิบายให้เห็นชัดเจนในความซับซ้อนควบคู่กับกระบวนการที่ควบคุมสมรรถนะของกังหันแก๊ส สักยภาพในการประหยัดเวลาและต้นทุนเมื่อเปรียบเทียบกับต้นทุนในการสร้างต้นแบบเป็นหนึ่งเหตุผล

สำหรับเรื่องนี้ ซึ่งบางครั้งมีความสำคัญมาก การใช้แบบจำลองเชิงตัวเลขเพื่อการศึกษาพารามิเตอร์ที่ง่าย สามารถช่วยให้จินตนาการถึงสภาพการทำงานที่เหมาะสมและชี้แนะการพัฒนาของการออกแบบ กังหันแก๊สอย่างเหมาะสมที่สุด และแบบจำลองสามารถให้แนวคิดของข้อมูลในสายงานที่ไม่สามารถได้รับจากวิธีการวัดโดยทั่วไป เช่น ความดันและความเร็วของแก๊สเฉพาะที่เป็นต้น

1.11 วัตถุประสงค์ของการวิจัย

1. จำลองการทำงานของกังหันแก๊สขนาดเล็กแบบไหลเข้าในแนวรัศมี (Small Radial Gas Turbine) ที่มีมุมแก๊สทางเข้าเท่ากับ 5-60 องศา เพื่อศึกษา การกระจายความเร็ว การกระจายความดัน การกระจายอุณหภูมิและสมรรถนะการทำงานของกังหันแก๊สขนาดเล็กแบบไหลเข้าในแนวรัศมีที่เป็นต้นแบบ

2. ทำการขยายขนาดกังหันที่เป็นต้นแบบเพื่อให้ได้ขนาดกังหันแก๊สที่สามารถผลิตกำลังไฟฟ้าได้ 200 กิโลวัตต์และทำการจำลองเพื่อวิเคราะห์พฤติกรรมต่างๆ เช่น การกระจายความเร็ว การกระจายความดันและการกระจายอุณหภูมิ ที่เกิดขึ้นภายในช่องการไหลอันส่งผลต่อสมรรถนะของกังหันแก๊สขนาดเล็กแบบไหลเข้าในแนวรัศมี

1.12 ขอบเขตของการวิจัย

1. ใช้วิธีการคำนวณเชิงตัวเลขทางพลศาสตร์ของไหล (Computational Fluid Dynamics CFD) บนพื้นฐานของระเบียบวิธีปริมาตรสี่เหลี่ยม (Finite Volume Method)
2. ทำการคำนวณแบบจำลองของกังหันแก๊สขนาดเล็กแบบไหลเข้าในแนวรัศมี
3. ทำงานที่สภาวะคงตัว (Steady State)
4. พฤติกรรมของแก๊สเป็นแบบแก๊สอุดมคติ (Ideal gas)
5. การไหลของแก๊สเป็นแบบเทอร์บิวเลนต์ (Turbulence flow)
6. คิดความร้อนที่เกิดจากความหนืด (Viscous heating)
7. ไม่คิดอิทธิพลของแรงโน้มถ่วง (Neglect gravity)
8. ไม่คิดการแผ่รังสีความร้อน (Neglect heat radiation)
9. ปรับเปลี่ยนมุมแก๊สที่ทางเข้าเท่ากับ 5-60 องศา
10. ความเร็วรอบของกังหันคงที่เท่ากับ 20000 rpm
11. ควบคุมความดันและอุณหภูมิที่ทางเข้าและทางออก
12. ขยายขนาดจากกังหันต้นแบบไปสู่ขนาดเพื่อผลิตกำลัง 200 kW

1.13 ขั้นตอนการดำเนินงานวิจัย

1. รวบรวมข้อมูล ทำการศึกษาทฤษฎี และงานวิจัยที่เกี่ยวข้องเกี่ยวกับกังหันแก๊สขนาดเล็กแบบไหลเข้าในแนวรัศมี
2. กำหนดลักษณะของปัญหา และได้นำเทอร์โบชาร์จเจอร์ รุ่น RHC9 มาเป็นต้นแบบในการศึกษาขนาดและรูปร่างของกังหันแก๊สขนาดเล็กแบบไหลเข้าในแนวรัศมี โดยใช้หลักการทางวิศวกรรมย้อนรอยเป็นตัวอย่างในการถอดแบบ
3. ศึกษาปรากฏการณ์ของแก๊สที่ไหลภายในช่องการไหล Transonic Diffuser และทำการตรวจสอบโปรแกรมกับผลการทดลอง (Validation Test)
4. สร้างแบบจำลองบนโปรแกรมออกแบบทางวิศวกรรมย้อนรอยและทำการเลือกขนาดและจำนวนครีตที่เหมาะสมบนโปรแกรมออกแบบทางพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ
5. ทำการคำนวณเชิงตัวเลขของแบบจำลองกังหันแก๊สขนาดเล็กแบบไหลเข้าในแนวรัศมี ที่ต้องการศึกษาโดยการปรับเปลี่ยนทิศทางการไหลเข้าของแก๊สเท่ากับ 5-60 องศา รวมไปถึงศึกษาปรากฏการณ์ภายในช่องการไหลของกังหันแก๊สที่เป็นต้นแบบและขนาดที่ได้ทำการขยายขึ้นมาใหม่โดยใช้วิธีการวิเคราะห์เชิงตัวเลข (Dimensional Analysis)
6. วิเคราะห์ผลที่ได้จากการคำนวณ
7. สรุปผลการวิจัยตามวัตถุประสงค์และข้อเสนอแนะที่ควรทำการวิจัยต่อไป

1.14 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1. ทำให้ทราบถึงพฤติกรรมต่างๆ ที่เกิดขึ้นในการทำงานของกังหันแก๊สขนาดเล็กแบบไหลเข้าในแนวรัศมี
2. ทำให้ทราบถึงอิทธิพลของมุมทางเข้าที่เปลี่ยนไป ปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นภายในช่องการไหล และขนาดที่เปลี่ยนไปของกังหันแก๊สแบบไหลเข้าในแนวรัศมี อันส่งผลต่อสมรรถนะของกังหันแก๊สขนาดเล็กแบบไหลเข้าในแนวรัศมี
3. เป็นองค์ความรู้หรือแนวทางในการวิจัยและพัฒนากังหันแก๊สขนาดเล็กแบบไหลเข้าในแนวรัศมีต่อไป

1.15 องค์ประกอบของวิทยานิพนธ์

บทถัดไปจากบทนี้คือบทที่ 2 ประกอบด้วยวรรณกรรมปริทัศน์ของการจำลองการไหลของแก๊สภายในช่องการไหลแบบปกติ (Diffuser & Nozzle) หรือแบบ Transonic Diffuser เครื่องอัด

คอมเพรสเซอร์แรงเหวี่ยง (Centrifugal Compressor) และกังหันแก๊สแบบไหลเข้าแนวรัศมี (Radial Gas Turbine) ที่มีอยู่ในปัจจุบัน ประกอบด้วยการพัฒนาแบบจำลอง และการจำลองในกรณีต่าง ๆ เพื่อให้กังหันแก๊สแบบไหลเข้าในแนวรัศมีประเภทนี้มีสมรรถนะที่ดีขึ้น ในบทที่ 3 ได้อธิบายทฤษฎีทางด้านเทอร์โบแมชชีนเนอรีของกังหันแก๊สในการนิยามถึงการผลิตกำลังกังหันและประสิทธิภาพของกังหันแก๊ส ในบทที่ 4 เป็นการสร้างกังหันแก๊สแนวรัศมีขนาดเล็กที่เป็นต้นแบบด้วยกระบวนการทางวิศวกรรมย้อนรอย ในส่วนบทที่ 5 เป็นแบบจำลอง CFD ของกังหันแก๊สขนาดเล็กแบบไหลเข้าในแนวรัศมีได้มีการแสดงขนาดเมช (Mesh) ที่ใช้ในการคำนวณอย่างเพียงพอต่อความต้องการของคำตอบ และได้ตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลองกับงานวิจัยที่ผ่านมา ในขณะที่บทที่ 6 เสนอการวิเคราะห์ผลจากการศึกษาแบบจำลองทำให้เห็นถึงอิทธิพลของการไหลที่ไหลภายในช่องการไหลของกังหันแก๊สขนาดเล็กแบบไหลเข้าในแนวรัศมี บทที่ 7 สรุปผลจากการจำลอง และสุดท้ายได้ให้ข้อเสนอแนะสำหรับการวิจัยในอนาคต



บทที่ 2

วรรณกรรมปริทัศน์

2.1 บทนำ

การปล่อยมลพิษที่ต่ำเมื่อเปรียบเทียบกับระบบที่ใหญ่ การเปลี่ยนรูปของพลังงานอย่างมีประสิทธิภาพ สามารถใช้เชื้อเพลิงได้หลากหลายและขนย้ายได้อย่างสะดวกเนื่องจากมีน้ำหนักไม่มากและมีขนาดเล็กกะทัดรัดเข้ากับห้องที่ต่างๆ ได้ ส่งผลให้เกิดการวิจัยและพัฒนาเครื่องยนต์กังหันแก๊สขนาดเล็กเพื่อประยุกต์ใช้ในเมือง ย่านศูนย์การค้าที่ได้กล่าวไว้ในบทที่ 1 และในชนบทตลอดช่วงไม่กี่ปีมานี้มีหลายการศึกษาและการวิจัยที่มีเป้าหมายเพื่อปรับปรุงสมรรถนะของเครื่องยนต์กังหันแก๊สขนาดเล็ก แบบจำลองเป็นเครื่องมือที่มีความสำคัญในการวิจัยและพัฒนาเทคโนโลยีของเครื่องยนต์กังหันแก๊สขนาดเล็กซึ่งช่วยในการลดการทำซ้ำและต้นทุนในการทดลองวัสดุประสงค์ของแบบจำลองของเครื่องยนต์กังหันแก๊สขนาดเล็กอาจแบ่งออกเป็น 2 ประการ คือ ช่วยในการทำนายสนามการไหลของแก๊สในช่องการไหลของใบกังหัน ซึ่งหมายถึงการทำนายการสูญเสียพลังงานอันเนื่องมาจากมีการไหลที่ไม่เป็นระเบียบ และจำลองปรากฏการณ์การเคลื่อนย้ายที่เกิดขึ้นภายในช่องการไหลของใบกังหันรวมไปถึงความดัน ความเร็วและอุณหภูมิที่เกิดขึ้นอีกด้วย งานวิจัยที่เกี่ยวข้องกับการจำลองของเครื่องยนต์กังหันแก๊สขนาดเล็กได้เสนอในหัวข้อ 2.2 มีดังนี้

2.2 วรรณกรรมที่เกี่ยวข้อง

Andrew Wang และ คณะ[5] ได้เสนอเทคโนโลยีไมโครเทอร์ไบน์ที่แลนฟิว (Landfill) ซึ่งไมโครเทอร์ไบน์ได้ถูกนำมาใช้ในเชิงพาณิชย์ และได้มีการนำไบโอแก๊สเข้ามาใช้เมื่อปี 2001 ซึ่งในโครงการ Capstone Micro Turbine ได้ประสบความสำเร็จอย่างมากทางด้านเทคนิคและทางด้านความคุ้มค่า (Economic) นอกจากนี้ Capstone Micro Turbine ยังได้พัฒนาไมโครเทอร์ไบน์ให้มีกำลังการผลิตไฟฟ้าที่ 300 kW เป็นที่สำเร็จและติดตั้งอยู่ที่ Calabasas Landfill ใน Southern California

J.Ling, K.C Wong และ S.Armfield[6] ได้ทำการศึกษาสมรรถนะและประสิทธิภาพ Centrifugal Compressor ของเครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์ขนาดเล็ก รุ่น KJ66 ที่เป็นต้นแบบ ซึ่งมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของ Centrifugal Compressor เท่ากับ 66 mm จากนั้นเขาได้ทำการจำลองและปรับปรุงสมรรถนะโดยทำการเพิ่มขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของ Centrifugal Compressor ให้โตขึ้น ซึ่งมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเท่ากับ 71 mm โดยมี Vane Diffuser แบบ Mixed รวมอยู่ด้วย ซึ่งการเพิ่มขนาดของ Impeller แบบขั้นตอนเดียวและการออกแบบรูปร่าง Vane Diffuser ขึ้นมาใหม่นั้น ส่งผลทำให้มีอัตราส่วนความดันอัดของ Centrifugal Compressor เพิ่มสูงมากขึ้นกว่า

Centrifugal Compressor ที่เป็นต้นแบบ ในขณะเดียวกันก็ส่งผลทำให้ประสิทธิภาพของ Centrifugal Compressor เพิ่มขึ้นในบางช่วงของการทำงานเนื่องจากมีการไหลที่ราบเรียบ (Smooth) ขึ้น

R. Aghaei tog, A. M Tousi และ A. Tourani[7] ได้ทำการเสนอถึงวิธีการออกแบบและวิเคราะห์ Turbulence Model ขั้นสูง ในการวิเคราะห์ด้วย CFD กับเครื่องยนต์เทอร์โบที่มีมีการไหลแนวรัศมีและนำไปสู่วิธีการที่ดีเขาได้ใช้ Software Fluent เป็นเครื่องมือสำหรับการวิเคราะห์เครื่องยนต์เทอร์โบที่มีความเร็วสูง หนึ่งในความสำคัญสำหรับการวิเคราะห์ด้วย CFD ช่วยในการวิเคราะห์สนามการไหลของเครื่องยนต์เทอร์โบ ที่มีมีการไหลในแนวรัศมีที่ความเร็วสูงของเครื่องยนต์เทอร์โบแบบ 3 มิติ พฤติกรรมการไหลแบบปั่นป่วนและการไหลที่ไม่คงตัวนั้นจำเป็นต้องใช้วิธีการในการวิเคราะห์ให้มีความเหมาะสม ซึ่งมันเป็นการทำนายรูปแบบ Model แบบปั่นป่วนที่มีความพิเศษ บนการศึกษาการไหลในรูปแบบ 3 มิติ ของเครื่องยนต์เทอร์โบที่มีมีการไหลแนวรัศมีขนาดเล็ก (Centrifugal Compressor) และเทอร์โบไนน์แนวรัศมีขนาดเล็ก ได้ถูกออกแบบและทำการจำลองโดยใช้ CFD-Code ซิงพามิซซ์ FLUENT 6 ซึ่งเขาได้ทำการจำลอง Turbulence Model ทั้ง 3 แบบ ได้แก่ Standard k- ϵ Model, Renormalization-Group (RNG) k- ϵ และ Reynolds Stress Model (RSM) การพิจารณาผลลัพธ์ของ Model ได้ทำการเปรียบเทียบกับการทดลองและผลลัพธ์การออกแบบ 1 มิติ (one-dimension flow design) ซึ่งพบว่า ผลลัพธ์ของสมรรถนะจากการจำลองมีความสอดคล้องกับสมรรถนะของการทดลองโดยการกำหนดวิธีการแบบ RNG ในการวิเคราะห์เครื่องยนต์เทอร์โบที่มีมีการไหลแนวรัศมี มีผลลัพธ์ที่ดีกว่า Standard k- ϵ Model ในข้อเพิ่มเติมเมื่อเลือกใช้ วิธีการแบบ RNG ปรากฏการณ์ของสนามการไหลจะมีความชัดเจนดีกว่าวิธีการอื่น

Kui Jiao, Harold sun และคณะ[8] ได้ศึกษาพฤติกรรมกรไหลภายใน Impeller คอมเพรสเซอร์ออสซี่หลักการหมุนเหวี่ยงภายในเทอร์โบชาร์จเจอร์ที่มีการติดตั้ง Volute คู่ ซึ่งในงานวิจัยนี้ได้ทำการวิเคราะห์ด้วย CFD จากนั้นได้ทดสอบโดยไม่ติดตั้งแผ่นคักอากาศที่ Volute ตัวแรก และติดตั้งแผ่นคักอากาศที่ Volute ตัวที่สอง ทำการจำลองที่อัตราการไหล 0.27 kg/s ความเร็วรอบเท่ากับ 100000 รอบต่อนาที เขาได้ใช้ Turbulent Model คือ Standard k- ϵ Model พบว่ากรณีที่ไม่ติดตั้งแผ่นคักอากาศใน Volute ตัวแรก จะมีการไหลที่ไม่รุนแรง แต่กรณีที่ได้ติดตั้งแผ่นคักอากาศใน Volute ตัวที่สอง พบว่าการไหลจะถูกแบ่งแยกด้วยแผ่นคักอากาศ การไหลที่ถูกแบ่งแยกสนามการไหลจะไหลไปเบียดกับสนามการไหลบริเวณอื่นจึงทำให้เกิดความร้อนขึ้น ซึ่งจะได้เห็นว่า Standard k- ϵ Model แม้จะให้ผลในเชิงของการกระจายสนามการไหลไม่ดีเท่า RNG k- ϵ Model แต่ก็นำมาศึกษาเชิงเปรียบเทียบในมิติอื่นๆได้

Yunbae Kim และ Jay Koch[9] ได้สำรวจถึงพฤติกรรมกรไหลเข้าของ Centrifugal Compressor แบบขั้นคอนเดียว เนื่องจากครีบท่ทางเข้าและโครงเรือด้นแบบของ Centrifugal Compressor ทำให้เกิดการไหลที่ไม่ราบเรียบคือมีการกระจายการไหลไม่สม่ำเสมอ เขาจึงได้ทำการออกแบบโดยปรับโครงเรือดให้โค้งรับกรไหลและเพิ่มจำนวนครีบท่จาก 12 ไปเป็น 14 ครีบท่โดย

ปรับครีปให้อยู่ในแนวรัศมีเพื่อรับการไหลที่เข้ามา และได้ทำการจำลองจึงพบว่าแก๊สจะไหลเข้าภายในครีปได้ดีคือมีการกระจายการไหลที่เท่ากันและมีความสม่ำเสมอมากขึ้น และลดการเกิดการไหลหมุนวนบริเวณ โครงเรือนอย่างเห็นได้ชัด ซึ่งในการจำลองนี้เขาได้ใช้หลักการคำนวณเชิงพาณิชย์ด้วย 3D viscous Navier-Stokes code

Nick Baines และคณะ[10] ได้เสนอถึงการเพิ่มความดันในฝั่งของ Centrifugal Compressor โดยปกติ Centrifugal Compressor ได้ถูกขับเคลื่อนด้วยกังหันแก๊สแนวรัศมี ซึ่งพบว่า Centrifugal Compressor แบบอากาศไหลออกตามแนวรัศมีมีขีดข้อจำกัดนั้นก็คือไม่สามารถเพิ่มความดันได้ในบางช่วงของสภาวะการทำงาน เขาจึงทำการปรับปรุง Centrifugal Compressor แบบใหม่ให้มีลักษณะที่รับการไหลได้แบบผสม แล้วพบว่าสามารถเพิ่มความดันในฝั่งทางเข้าของ Centrifugal Compressor แบบใหม่ได้มากกว่า Centrifugal Compressor แบบเก่าถึง 20 % โดยที่เขาไม่ได้ทำการเพิ่มความเร็วรอบของใบพัดและไม่ได้ปรับปรุง Geometry

M Abidat และคณะ[11] ได้ศึกษาถึงการจำลองการไหลภายในโครงเรือนแบบไม่มีครีป (Vaneless Volute) ของเทอร์โบชาร์เจอร์ โดยใช้วิธี Finite Volume ของ ANSYS-CFX Software และใช้ RNG-k- ϵ model ในการจำลองครั้งนี้ เขาได้ทำการตัดระนาบเพื่อดูปรากฏการณ์การไหลที่มุม azimuth เท่ากับ 0, 90, 180 และ 270 องศา จากการจำลองพบว่าแก๊สที่ไหลเข้า volute จะเริ่มมีความเร็วแก๊สที่เพิ่มสูงขึ้นเรื่อยๆ เนื่องจากพื้นที่หน้าตัดลดลง แก๊สที่ไหลเข้านั้นมีความเป็นระเบียบพอสมควร จนกระทั่งเมื่อการไหลถึงบริเวณขอบมุมก้นหอย (Tongue Volute) จะมีการไหลแบบไม่สม่ำเสมอ เป็นผลทำให้มีมุมการไหลเข้ากังหันแก๊สที่ไม่เหมาะสม เนื่องจากของไหลมีการเบียดเสียดกันมากในบริเวณนี้

Lei Fu, Yan Shi และคณะ[12] ได้สำรวจหลักการออกแบบทางแอโรไดนามิกส์ (Aerothermodynamic) การออกแบบ Geometry และการคาดคะเนสมรรถนะรวมของ Millimeter-Scal Radial Turbine โดยมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางโรเตอร์เท่ากับ 10 mm จากนั้นเขาได้ทำการปรับปรุง Microgas Turbine โดยปรับค่า Tip Clearance ที่ต่างกันอยู่ 3 ค่า คือ 0.1 mm, 0.2 mm และ 0.3 mm แล้วทำการจำลองด้วยหลักการทางพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ(CFD) โดยใช้โปรแกรมเชิงพาณิชย์ ANSYS CFX และในการจำลองนี้เขาได้ใช้ Turbulent Model คือ k- ϵ Model ซึ่งเขาพบว่าระยะ Tip Clearance ส่งผลต่อสมรรถนะของ Microgas Turbine โดยที่ ระยะ Tip Clearance 0.1 mm ทำให้กำลังและประสิทธิภาพ Total to Static ลดลงเท่ากับ 7.9% และ 11.9 % และการเกิดความร้อนเนื่องจากเนื้อของไหลเสียดสีกันเป็นสาเหตุให้ประสิทธิภาพ Total to Static ลดลงเท่ากับ 71.1% และ ระยะ Tip Clearance เท่ากับ 0.2 mm และ 0.3 mm จะทำให้ประสิทธิภาพ Total to Static ลดลงเท่ากับ 69.5 % นอกจากนี้เขายังพบว่า การสูญเสียความเร็วที่ทางออกของ Microgas Turbine ทำให้ได้ประสิทธิภาพที่ไม่ดีเท่าที่ควร

Binjamin และคณะ[13] ได้ศึกษาปรากฏการณ์การไหลที่เกิดขึ้นภายในช่องการไหลแบบทรานโซนิกดีฟิวเซอร์ (Transonic Diffuser) โดยให้ความดันที่ทางเข้าเท่ากันแต่ให้ความดันที่ทางออกต่างกัน พบว่าที่ความดันที่ทางออกมากจะทำให้เกิดปรากฏการณ์ Weak Shock ซึ่งเกิดการไหลที่ไม่รุนแรงตรงบริเวณคอคอดภายในท่อแบบดีฟิวเซอร์ แต่เมื่อเขาปรับค่าความดันทางออกให้น้อยพบว่าเกิดปรากฏการณ์ Strong Shock คือมีการไหลภายในท่อแบบดีฟิวเซอร์อย่างรุนแรงบริเวณคอคอดของท่อ ซึ่งอีกปรากฏการณ์ที่เขาได้ค้นพบก็คือ เกิดการไหลหมุนวนภายในบริเวณคอคอดเป็นวงกว้าง ซึ่ง Turbulent Model ที่เขาใช้ในการจำลองเป็นแบบ RNG $k-\epsilon$ นอกจากนั้นเขาได้ทำการเปรียบเทียบผลการจำลองกับผลทดลองพบว่ามีผลลัพธ์ที่ยอมรับได้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 3

ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

3.1 บทนำ

ในการวิเคราะห์กังหันแก๊สเป็นสิ่งจำเป็นที่ผู้ใช้หรือผู้ออกแบบต้องให้ความสำคัญซึ่งเป็นตัวช่วยให้ทราบถึงปัญหาที่เกิดขึ้นภายในระบบกังหันแก๊สแต่การที่จะเข้าใจถึงปัญหาที่เกิดขึ้นได้นั้นต้องมีความรู้ความเข้าใจในพื้นฐานตามหลักวิศวกรรมอย่างหลากหลายด้วยกันอาทิเช่น วิศวกรรมศาสตร์ทางด้านกลศาสตร์ของไหลและวิศวกรรมศาสตร์ทางด้านเทอร์โมไดนามิกส์ เป็นต้น เพื่อช่วยในการพัฒนาปรับปรุงให้กังหันแก๊สมีประสิทธิภาพที่ดีที่สุดเหมาะสมในการนำไปใช้กับลักษณะงานต่างๆ ได้เป็นอย่างดี

ในบทนี้เป็นการกล่าวหลักการเทอร์โบแมชชีนเนอรีที่มีความเหมาะสมกับกังหันแก๊สโดยใช้รากฐานทางกายภาพจากวิชากลศาสตร์ของไหลและวิชาเทอร์โมไดนามิกส์ที่ได้พูดถึงที่มาของวัฏจักร หลักการเคลื่อนที่ของของไหล พลังงานที่ถ่ายเทจากของไหลสู่กังหันรวมไปถึงการใช้ทั่วไปสำหรับประสิทธิภาพของการอัดตัวและการขยายตัวของกังหันแก๊ส อันได้แก่ สมการการไหลอย่างต่อเนื่อง กฎข้อที่หนึ่งทางเทอร์โมไดนามิกส์และสมการพลังงานการไหลคงตัว สมการโมเมนตัมและกฎข้อที่สองทางเทอร์โมไดนามิกส์ เป็นต้น

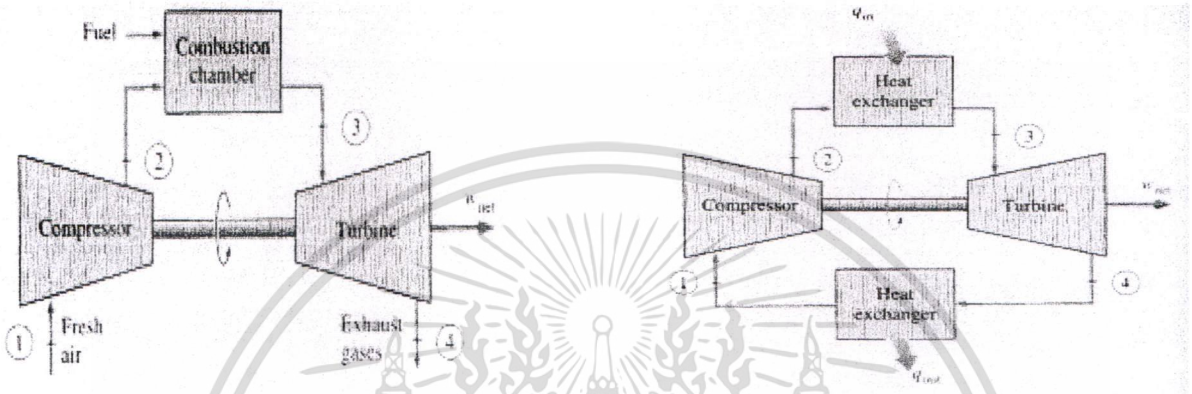
3.2 วัฏจักรเบรตันเป็นวัฏจักรอุดมคติสำหรับเครื่องยนต์กังหันแก๊ส

ผู้ที่คิดค้นวัฏจักรเบรตันเป็นครั้งแรกคือนาย George Brayton ซึ่งเป็นเครื่องยนต์ลูกสูบเผาไหม้ด้วยน้ำมัน เขาพัฒนาในปี 1870 จนทุกวันนี้ได้มีการนำไปใช้ในเครื่องยนต์กังหันแก๊สเท่านั้น ซึ่งวัฏจักรของเครื่องยนต์กังหันแก๊สจะรวมไปถึงกระบวนการอัดตัว (ฝั่งคอมเพรสเซอร์) และกระบวนการขยายตัว (ฝั่งเทอร์ไบน์) ที่อยู่ภายในเครื่องยนต์กังหันแก๊ส โดยปกติวัฏจักรกังหันแก๊สจะเป็นวัฏจักรเปิดแสดงดังรูปที่ 3.1 มีความดันบรรยากาศอยู่ทางด้านคอมเพรสเซอร์จากนั้นทำการอัดอากาศ(ทำให้มีอุณหภูมิและความดันเพิ่มขึ้น)เข้าสู่ห้องเผาไหม้โดยเชื้อเพลิงถูกเผาไหม้ที่ความดันคงที่ ผลที่ได้คือจะมีอุณหภูมิแก๊สที่สูงมากก่อนไหลเข้าสู่เทอร์ไบน์ ไอเสียที่ได้จากการเผาไหม้จะไหลออกจากเทอร์ไบน์สู่บรรยากาศ(โดยที่แก๊สจะไม่ไหลย้อนกลับเข้าระบบเพราะว่าวัฏจักรดังกล่าวเป็นวัฏจักรเปิด)

ต่อมาได้มีการพัฒนาวัฏจักรกังหันแก๊สให้มีรูปแบบที่ดีกว่าเดิม นั่นก็คือ “วัฏจักรปิด” ดังแสดงในรูปที่ 3.2 เป็นการใช้สมมุติฐานแบบอากาศมาตรฐาน (Air-Standard) ซึ่งคงมีกระบวนการอัดตัวและกระบวนการขยายตัวเหมือนเดิมแต่กระบวนการเผาไหม้ถูกแทนที่ด้วยกระบวนการเพิ่มความร้อนที่สภาวะความดันคงที่จากแหล่งพลังงานภายนอกและกระบวนการไอเสียถูกแทนที่ด้วยกระบวนการคายความร้อนที่สภาวะความดันคงที่ก่อนไหลออกสู่บรรยากาศ วัฏจักรกังหันแก๊ส

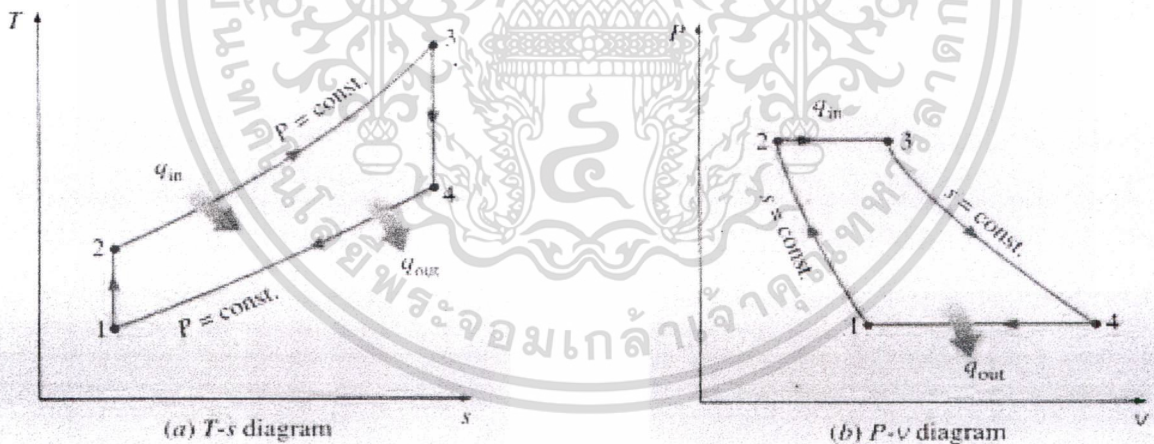
อุดมคติจะมีสารทำงานไหลภายในระบบปิด (Close Loop) ซึ่งนั่นก็คือวัฏจักรเบรตันนั่นเอง โดยทั้ง 4 กระบวนการ(ที่อยู่ข้างล่างนี้)เป็นกระบวนการแบบไหลย้อนกลับได้ ดังนี้

- 1-2 การอัดตัวของอากาศแบบไอเซ็นโทรปิก (ฝั่งคอมเพรสเซอร์)
- 2-3 การเพิ่มเติมความร้อนที่ความดันคงที่
- 3-4 การขยายตัวของแก๊สแบบไอเซ็นโทรปิก (ฝั่งเทอร์ไบน์)
- 4-1 การคายความร้อนที่ความดันคงที่



รูปที่ 3.1 กังหันแก๊สแบบวัฏจักรเปิด

รูปที่ 3.2 กังหันแก๊สแบบวัฏจักรปิด



รูปที่ 3.3 T-s ไดอะแกรม

รูปที่ 3.4 P-v ไดอะแกรม

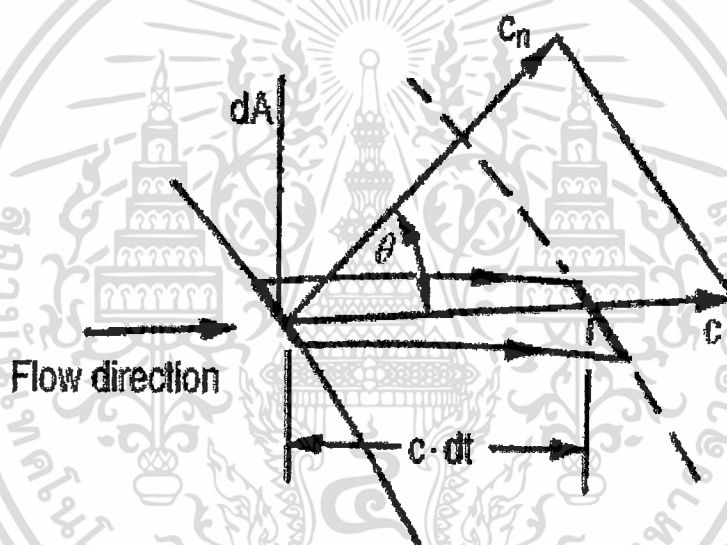
ไดอะแกรม T-s และไดอะแกรม P-v ของวัฏจักรเบรตันแบบอุดมคติ ดังรูปที่ 3.3 และ 3.4 (ซึ่งทั้ง 4 กระบวนการของวัฏจักรเบรตันเป็นการไหลแบบสภาวะคงตัว) โดยจะไม่คำนึงการเปลี่ยนแปลงพลังงานจลน์และพลังงานศักย์ [14]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โดยส่วนใหญ่เครื่องยนต์กังหันแก๊สจะมีการเผาไหม้ที่อุณหภูมิสูง (เป็นอุณหภูมิทางเข้าของเทอร์ไบน์) ดังนั้นจึงต้องมีวัสดุที่ทนสภาวะดังกล่าวได้ ซึ่งวัสดุที่ใช้ทำกังหันได้แก่ เหล็ก เซรามิก หรือวัสดุอื่นๆ ที่ทำให้กังหันทนต่อความร้อนและความดันสูงได้ดี

3.3 สมการการไหลอย่างต่อเนื่อง

พิจารณาการไหลของของไหลด้วยความหนาแน่น (ρ) ไหลผ่านพื้นที่อีลิเมนต์ (Element) dA ที่ช่วงเวลา dt ดังรูปที่ 3.5 โดยที่ c คือความเร็ว ดังนั้นการเปลี่ยนแปลงมวลคือ $dm = \rho c dt dA \cos \theta$ เมื่อ θ คือมุมใดๆที่เปลี่ยนแปลงไป และเมื่อความเร็ว c ไหลทำมุม θ กับพื้นที่อีลิเมนต์ (Element) จะได้ $c_n = c \cos \theta$ (เป็นองค์ประกอบของความเร็ว) และได้ $dm = \rho c_n dA dt$ ดังนั้นอัตราการไหลมวล จะได้



รูปที่ 3.5 การไหลผ่านพื้นที่อีลิเมนต์ (Element)

$$dm = \frac{dm}{dt} = \rho c_n dA \quad (3.1)$$

$$\dot{m} = \rho_{in} c_{n1} A_{in} = \rho_{ex} c_{n2} A_{ex} = \rho c_n A \quad (3.2)$$

3.4 กฎข้อที่หนึ่งทางเทอร์โมไดนามิกส์ - พลังงานภายใน

สถานะกฎข้อที่หนึ่งทางเทอร์โมไดนามิกส์ ถ้าถือให้ระบบเป็นวัฏจักรสมบูรณ์ (โดยมีความร้อนที่ให้กับงานที่ได้อยู่ในระบบ)

$$\oint (dQ - dW) = 0 \quad (3.3)$$

เมื่อ $\oint dQ$ คือความร้อนที่ให้กับระบบใน 1 วัฏจักร และ $\oint dW$ คืองานที่ได้จากระบบใน 1 วัฏจักร ซึ่งหน่วยของความร้อนที่ให้และงานที่ได้จากระบบดังกล่าวที่ 3.3 จะเหมือนกัน และเมื่อของไหลมีการเปลี่ยนจากสถานะที่ 1 ไปเป็นสถานะที่ 2 จะมีการเปลี่ยนแปลงคุณสมบัติของพลังงานภายใน

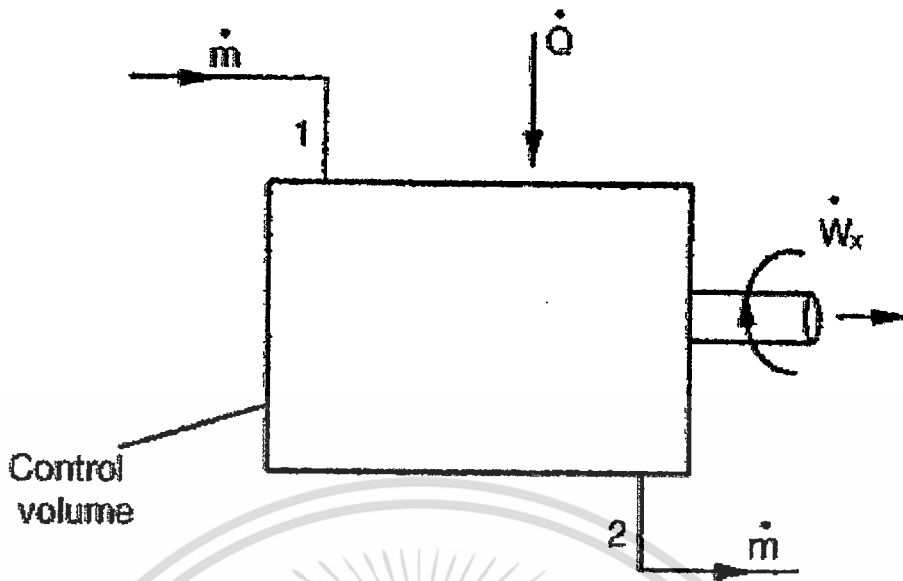
$$E_2 - E_1 = \int_1^2 (dQ - dW) \quad (3.4)$$

สำหรับการเปลี่ยนแปลงสถานะอย่างเล็กน้อย

$$dE = dQ - dW \quad (3.5)$$

3.5 สมการพลังงานที่สถานะการไหลคงตัว

Cengel and Boles (1994) ได้แสดงกฎข้อที่หนึ่งทางเทอร์โมไดนามิกส์ที่มีการประยุกต์ใช้กับการไหลของของไหลแบบคงตัวที่ไหลผ่านปริมาตรควบคุม ดังนั้นสมการพลังงานที่ไหลด้วยสถานะคงตัว จะแสดงได้ดังรูปที่ 3.6 ซึ่งของไหลมีอัตราการไหลมวล \dot{m} ไหลผ่านอย่างคงที่ที่ทางเข้า 1 และไหลออกที่ทางออก 2 จากสถานะดังกล่าวพลังงานมีการถ่ายเทจากของไหลสู่ไบกังหัน (ที่เชื่อมต่อกับเพลา) งานที่ได้จะส่งผ่านเพลาที่อัตรา \dot{W}_x ส่วนอัตรา \dot{Q} ให้ความร้อนจากสิ่งแวดล้อมสู่ปริมาตรควบคุม ดังนั้นสมการพลังงานการไหลแบบคงตัวจะได้



รูปที่ 3.6 แสดงปริมาณควบคุมของความร้อนที่ให้กับงานที่ได้รับ

$$\dot{Q} - \dot{W}_x = \dot{m} \left[(h_2 - h_1) + \frac{1}{2}(c_2^2 - c_1^2) + g(z_2 - z_1) \right] \quad (3.6)$$

เมื่อ h คือ เอนทาลปีจำเพาะ, $\frac{1}{2}c^2$ คือพลังงานจลน์ต่อหน่วยมวล และ gz คือพลังงานศักย์ต่อหน่วยมวล กำหนดให้เอนทาลปี Stagnation คือ $h_0 = h + 1/2c^2$ และไม่คิดเทอม $g(z_2 - z_1)$ จะได้

$$\dot{Q} - \dot{W}_x = \dot{m}(h_{02} - h_{01}) \quad (3.7)$$

โดยส่วนใหญ่กระบวนการของไหลในทางเทอร์โบแมชชีนเนอรีจะเป็นแบบแอดเดียบาคิก ($\dot{Q} = 0$) สำหรับงานที่ได้จากกังหันจะมี $\dot{W}_x > 0$ ดังนั้น

$$\dot{W}_x = \dot{W}_t = \dot{m}(h_{01} - h_{02}) \quad \text{หรือ} \quad P = T\omega \quad (3.8)$$

สำหรับงานที่คอมเพรสเซอร์ได้จะมี $\dot{W}_x < 0$ คือ

$$\dot{W}_c = -\dot{W}_x = \dot{m}(h_{02} - h_{01}) \quad (3.9)$$

3.6 สมการโมเมนตัมหรือสมการการเคลื่อนที่ของกฎข้อที่สองของนิวตัน

หนึ่งในพื้นฐานและหลักเกณฑ์ของวิชากลศาสตร์คือสมการการเคลื่อนที่(กฎข้อที่สองของนิวตัน) สมการโมเมนตัมสัมพันธ์คือผลรวมของแรงภายนอกที่กระทำกับ Fluid Element เปลี่ยนไปสู่ความเร่งหรืออัตราของการเปลี่ยนของโมเมนตัมในทิศทางของผลลัพธ์ของแรงภายนอก ในการศึกษาทางเทอร์โมไดนามิกส์ได้มีการประยุกต์ใช้สมการ โมเมนตัม คือแรงที่กระทำบนใบพัดของคอมเพรสเซอร์หรือแรงที่กระทำบนใบกังหันจะมีการเขียนหรือมีความเร่งของของไหลที่ไหลผ่านใบพัดไป โดยมีการพิจารณาของมวล ซึ่งผลรวมของแรงน้ำหนักของวัตถุ (Body Force) และแรงตึงผิวทั้งหมดที่กระทำต่อมวลในทิศทาง x จะเท่ากับอัตราการเปลี่ยนแปลงโมเมนตัมรวมในทิศทาง x ของระบบ ดังนี้

$$\sum F_x = \frac{d}{dt}(mc_x) \quad (3.10)$$

สำหรับปริมาตรควบคุมที่มีของไหลไหลเข้าแบบคงตัวที่มีความเร็วแบบสม่ำเสมอ c_{x1} และของไหลไหลออกแบบคงตัวที่มีความเร็วแบบสม่ำเสมอ c_{x2} จะได้

$$(\sum F_x)_{cv} = \dot{m}(c_{x2} - c_{x1})_{cv} \quad (3.11)$$

จากสมการที่ 3.11 คือทิศทางการไหลในแนวทิศทาง x ของสมการ โมเมนตัมที่มีการไหลแบบคงตัว

3.7 สมการเคลื่อนที่ของออยเลอร์

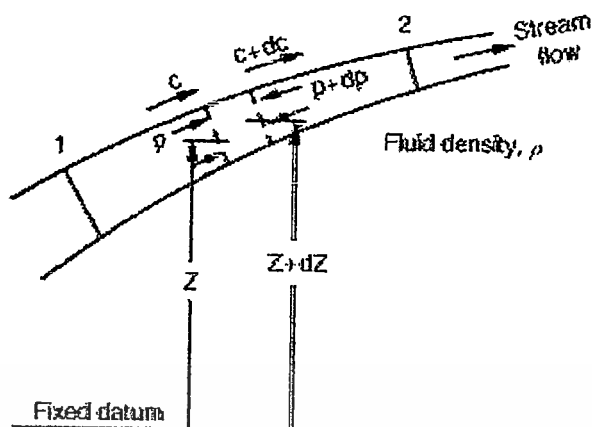
สมการเคลื่อนที่ของออยเลอร์จะสามารถแสดงได้กรณีที่มีการไหลแบบคงตัวของของไหลที่ไหลผ่าน Element แบบปริมาตรควบคุมโดยที่ไม่คิดแรงเฉือนที่พื้นผิวของปริมาตรควบคุม จะได้

$$\frac{1}{\rho} dp + cdc + g dz = 0 \quad (3.12)$$

3.8 สมการแบร์นูลี

สมการแบร์นูลี (1 มิติ) ที่ประยุกต์มาจากสมการออยเลอร์ไหลสู่ปริมาตรควบคุมที่มีความหนาแน่นคงในทิศทางของเส้นการไหลดังรูป 3.7 ซึ่งเป็นการอินทิเกรตของทิศทางของเส้นการไหลจะได้

$$\int_1^2 \frac{1}{\rho} dp + \frac{1}{2}(c_2^2 - c_1^2) + g(z_2 - z_1) = 0 \quad (3.13)$$



รูปที่ 3.7 ปริมาตรควบคุมในเส้นการไหลของของไหล (Streaming Fluid)

ซึ่งก็คือสมการแบร์นูลี สำหรับของไหลแบบอัดตัวไม่ได้คือมี ρ เป็นค่าคงที่และจากสมการที่ 3.13 จะได้

$$\frac{1}{\rho}(p_{02} - p_{01}) + g(z_2 - z_1) = 0 \quad (3.14)$$

เมื่อความดัน Sagnation คือ $p_0 = p + 1/2 \rho c^2$

ในทางเทอร์โบแมชชีนเนอรรี่ที่เกี่ยวกับไฮดรอลิก Head เทอม, H จะแสดงในเทอมของ $z + \frac{p_0}{\rho g}$ ดังนั้นสมการที่ 3.14 จะได้

$$H_2 - H_1 = 0 \quad (3.15)$$

ถ้าของไหลเป็นแก๊สหรือไอ(ของไหลอัดตัวได้คือมี ρ ไม่คงที่) เทอมของการเปลี่ยนแปลงพลังงานศักย์จะไม่นำมาคิด (มี $z_1 = z_2$) และจากสมการที่ 3.13 จะได้

$$\int_1^2 \frac{1}{\rho} dp + \frac{1}{2}(c_2^2 - c_1^2) = 0 \quad (3.16)$$

ถ้าแก๊สหรือไอมีการเปลี่ยนแปลงความดันเล็กน้อยจะมีความหนาแน่นของของไหลที่คงที่จะได้

$$p_{02} = p_{01} = p_0 \quad (3.17)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.9 โมเมนต์ของโมเมนตัม

ในทางกลศาสตร์ไคนามิกมีการนำกฎข้อที่สองของนิวตันมาใช้เกี่ยวกับแรง(แบบ โมเมนต์) รูปแบบนี้มีจุดศูนย์กลางที่สำคัญต่อการวิเคราะห์ของกระบวนการถ่ายเทพลังงานในเทอร์โบแมชชีนเนอรรี่

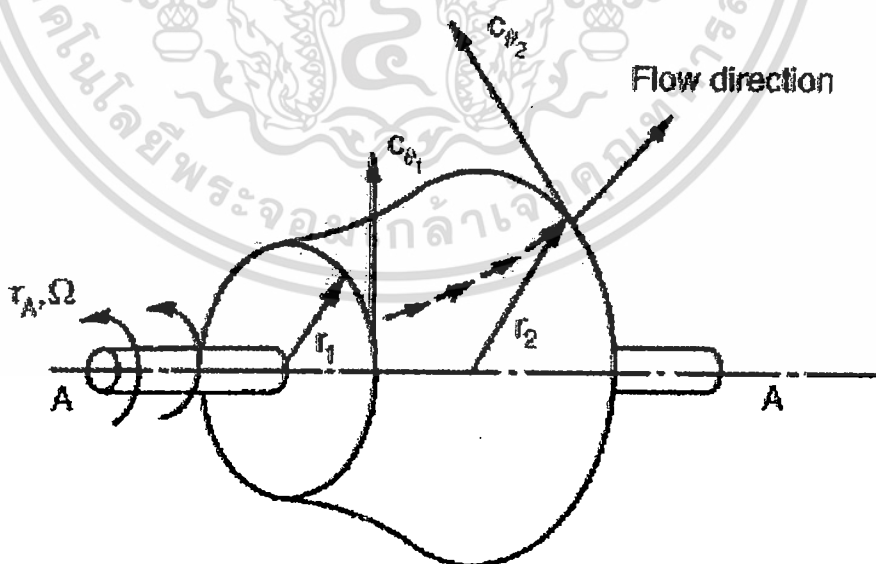
สำหรับระบบของมวล m , ผลรวมเวกเตอร์โมเมนต์ของแรงภายนอกที่กระทำบนระบบที่อ้างอิงแกน A-A ในบริเวณใดๆ (Space) เท่ากับการเปลี่ยนแปลงโมเมนตัมเชิงมุมในช่วงเวลาใดๆ ของระบบของแกนนั้นๆ

$$\tau_A = m \frac{d}{dt}(rc_\theta) \quad (3.18)$$

เมื่อ r คือระยะทางของจุดศูนย์กลางมวลของแกนหมุนเมื่อวัดตามยาวปกติสู่แนวแกนและ c_θ เป็นองค์ประกอบความเร็วตามแนวเส้นสัมผัสวง (Tangential Velocity)

สำหรับปริมาณควบคุมของกฎโมเมนต์ของโมเมนตัมสามารถดูได้ดังรูปที่ 3.8 แสดงการปิดล้อมปริมาณควบคุมของโรเตอร์ในรูปแบบทั่วไปทางเทอร์โบแมชชีน ของไหลไหลหมุนวนเข้าปริมาณควบคุมที่ r_1 ด้วยความเร็ว Tangential ($c_{\theta 1}$) และไหลออกที่ r_2 ด้วยความเร็ว Tangential ($c_{\theta 2}$) ในกรณีการไหลแบบ 1 มิติ จะได้

$$\tau_A = \dot{m}(r_2 c_{\theta 2} - r_1 c_{\theta 1}) \quad (3.19)$$



รูปที่ 3.8 ปริมาณควบคุมสำหรับเทอร์โบแมชชีนแบบทั่วไป

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ซึ่งในสภาวะนี้ ผลรวมของโมเมนตัมจากแรงภายนอกที่กระทำต่อของไหลบนปริมาตรควบคุมจะเท่ากับอัตราการเปลี่ยนแปลงเวลาสุทธิของ Efflux ของโมเมนตัมเชิงมุมจากปริมาตรควบคุม

3.10 สมการปัมและกักกันของออยเลอร์

สำหรับโรเตอร์ปัมหรือคอมเพรสเซอร์ที่หมุนด้วยความเร็วเชิงมุม ω ซึ่งอัตราการงานของโรเตอร์ที่ได้นบนของไหลคือ

$$\tau_A \omega = \dot{m}(U_2 c_{\theta 2} - U_1 c_{\theta 1}) \quad (3.20)$$

เมื่อความเร็วปลายใบพัดเท่ากับ $U = \omega r$ ดังนั้นงานที่ทำบนของไหลต่อหน่วยมวลหรืองานจำเพาะจะได้

$$\Delta W_c = \frac{\dot{W}_c}{\dot{m}} = \frac{\tau_A \omega}{\dot{m}} = U_2 c_{\theta 2} - U_1 c_{\theta 1} > 0 \quad (3.21)$$

นี่คือสมการที่ได้จากสมการปัมของออยเลอร์

ในทางกลับกัน(กรณีกักกัน) งานที่ได้จากของไหลบนโรเตอร์จะมีสัญลักษณ์ของงานที่กลับกันดังนี้

$$\Delta W_t = \frac{\dot{W}_t}{\dot{m}} = U_1 c_{\theta 1} - U_2 c_{\theta 2} > 0 \quad (3.22)$$

ซึ่งสมการที่ 3.22 ได้จากสมการปัมของออยเลอร์

3.11 กฎข้อที่สองทางเทอร์โมไดนามิกส์ - เอนโทรปี

กฎข้อที่สองทางเทอร์โมไดนามิกส์ได้มีการพัฒนากันอย่างมากมายในหนังสือเทอร์โมไดนามิกส์เช่น Cengel and Boles (1994), Reynolds and Perkins (1997) และ Rogers and Mayhew (1992) และได้สรุปแนวคิดเกี่ยวกับเอนโทรปีไว้ในหนังสือเทอร์โมไดนามิกส์

สิ่งสำคัญและประโยชน์ที่ตามมาของกฎข้อที่สองทางเทอร์โมไดนามิกส์ที่กล่าวว่า ความไม่เสมอภาคของ Clausius สำหรับระบบที่ไหลผ่านวัฏจักรที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อน

$$\oint \frac{dQ}{T} \leq 0 \quad (3.23)$$

เมื่อ dQ คือ Element ของการถ่ายเทความร้อนไปสู่ระบบที่อุณหภูมิสัมบูรณ์ (T) ถ้ากระบวนการทั้งหมดในวัฏจักรเป็นการไหลแบบย้อนกลับได้จะได้ $dQ = dQ_R$ จากสมการที่ 3.23 จะได้

$$\oint \frac{dQ_R}{T} = 0 \quad (3.24)$$

ซึ่งเรียกคุณสมบัตินี้ว่า เอนโทรปี สำหรับการเปลี่ยนแปลงสถานะ กำหนดได้คือ

$$\Delta S = S_2 - S_1 = \int_1^2 \frac{dQ_R}{T} \quad (3.25)$$

สำหรับการเปลี่ยนแปลงสถานะ

$$dS = m ds = \frac{dQ_R}{T} \quad (3.26)$$

เมื่อ m คือมวลของระบบ

กับการไหล (1 มิต) แบบคงตัวไหลผ่านปริมาตรควบคุมในของไหลที่เปลี่ยนแปลงสถานะจากสถานะ 1 ทางเข้าไปเป็นสถานะ 2 ทางออก

$$\int_1^2 \frac{dQ}{T} \leq m(s_2 - s_1) \quad (3.27)$$

ถ้ากระบวนการเป็นแบบไหลย้อนกลับได้ จะได้

$$s_2 = s_1 \quad (3.28)$$

ดังนั้นสำหรับการไหล(แบบแอดิยาติก) กระบวนการทางอุณหพลก็เป็นหนึ่งในเอนโทรปีที่ยังคงไม่มีการเปลี่ยนแปลงในระหว่างกระบวนการ (เงื่อนไขของไอเซ็นโทรปิก)

ซึ่งสามารถกำหนดเอนโทรปีสำหรับระบบของมวล m ภายใต้กระบวนการไหลย้อนกลับ $dQ = dQ_R = mTds$ และ $dW = dW_R = mpdv$ กรณีที่ไม่มีเคลื่อนที่ ไม่มีแรงโน้มถ่วง และอื่นๆ ทำให้สมการที่ 3.5 (กฎข้อที่หนึ่งทางเทอร์โมไดนามิกส์) กลายเป็น

$$Tds = du + pdv \quad (3.29)$$

ซึ่ง $h = u + pv$ และเมื่อ $dh = du + pdv + vdp$ และจากสมการที่ 3.29 จะได้

$$Tds = dh - vdp \quad (3.30)$$

3.12 การกำหนดประสิทธิภาพ

ได้มีการรวบรวมเกี่ยวกับงานตีพิมพ์ทางเทอร์โมไดนามิกส์และผู้ที่ทำงานส่วนใหญ่ในสาขานี้เป็นที่ยอมรับกันอย่างมากมาย เกี่ยวกับการกำหนดประสิทธิภาพ โดยได้มีการพิจารณาประสิทธิภาพหลักๆ ด้านคอมเพรสเซอร์และกังหันกับการนำไปใช้ประโยชน์ได้ [18]

3.12.1 ประสิทธิภาพของกังหัน

การออกแบบกังหันผู้การเปลี่ยนแปลงพลังงานจากการไหลของของไหลไปเป็นงานกลโดยส่งผ่านเพลลาออกไป (Output) ซึ่งประสิทธิภาพของกระบวนการนี้คือ ประสิทธิภาพรวม เป็นเฟดเตอร์ของสมรรถนะในการพิจารณาของผู้ออกแบบและผู้ใช้ ดังนี้

η_0 = พลังงานกลที่ได้ส่งผ่านเพลลา Output ในหนึ่งหน่วยเวลาต่อการเปลี่ยนแปลงพลังงานสูงสุดที่เป็นไปได้สำหรับของไหลในหนึ่งหน่วยเวลา

การสูญเสียพลังงานกลจะปรากฏระหว่างโรเตอร์เทอร์ไบน์และเพลลา Output นั่นก็คือความเสียหายจากแบริง ซึ่งขนาดของความสูญเสียนี้เป็นสัดส่วนการถ่ายเทของพลังงานรวมสู่โรเตอร์ ขึ้นอยู่กับการแปรเปลี่ยนขนาดและการออกแบบของแต่ละบุคคลในทางเทอร์โมไดนามิกส์ สำหรับเครื่องจักรกลขนาดเล็ก (หลาย kW) มันอาจรวมเป็น 5 % หรือมากกว่า แต่สำหรับเครื่องจักรกลขนาดกลางหรือใหญ่มีอัตราส่วนการสูญเสียที่เล็กน้อยเท่ากับ 1%

ประสิทธิภาพไอเซ็นโทรปิก η , หรือประสิทธิภาพไฮดรอลิก η_h สำหรับกังหันจะเท่ากับ

η , หรือ η_h เท่ากับพลังงานกลที่จ่ายสูโรเตอร์ในหนึ่งหน่วยเวลาต่อการเปลี่ยนแปลงพลังงานสูงสุดที่เป็นไปได้สำหรับของไหลในหนึ่งหน่วยเวลา

เมื่อเปรียบเทียบสมการด้านบนเป็นการกำหนดสมการอย่างง่ายก็คือประสิทธิภาพเชิงกล η_m เป็นอัตราส่วนอย่างง่ายระหว่างกำลังเพลตต่อกำลังโรเตอร์

$$\eta_m = \frac{\eta_o}{\eta_i} \text{ หรือ } \frac{\eta_o}{\eta_h} \quad (3.31)$$

สำหรับการเปลี่ยนแปลงสภาวะทางเทอร์โมไดนามิกของสมการพลังงานการไหลแบบคงตัวจากสมการที่ 3.6 จะได้

$$d\dot{Q} - d\dot{W}_x = \dot{m} \left[dh + \frac{1}{2} d(c^2) + gdz \right] \quad (3.32)$$

จากกฎข้อที่สองทางเทอร์โมไดนามิกส์

$$d\dot{Q} \leq \dot{m} T ds = \dot{m} \left(dh - \frac{1}{\rho} dp \right) \quad (3.33)$$

กำจัด $d\dot{Q}$ จะได้

$$d\dot{W}_x \leq -\dot{m} \left[\frac{1}{\rho} dp + \frac{1}{2} d(c^2) + gdz \right] \quad (3.34)$$

สำหรับการขยายตัวของกังหันจะไม่ใช่ $\dot{W}_x = \dot{W}_i > 0$ แต่จะทำการอินทิเกรตจากสมการด้านบนที่สภาวะ 1 ไปถึงสภาวะ 2 จะได้

$$d\dot{W}_{x,1-2} \leq \dot{m} \left[\int_1^2 \frac{1}{\rho} dp + \frac{1}{2} (c_1^2 - c_2^2) + g(z_1 - z_2) \right] \quad (3.35)$$

สำหรับกระบวนการย้อนกลับได้แอดิแบติก $T ds = 0 = dh - dp / \rho$ มีงาน Output สูงสุด คือ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$d\dot{W}_{x_{max}} = -\dot{m} \left[dh + \frac{1}{2} d(c^2) + g dz \right] \tag{3.36}$$

ซึ่งงาน Output สูงสุดทั้งหมดจากสภาวะเริ่มต้น 1 จนถึงสภาวะสุดท้าย 2 คือ

$$\dot{W}_{max,1-2} = -\dot{m} \int_1^2 \left[dh + \frac{1}{2} d(c^2) + g dz \right] = \dot{m} [(h_{01} - h_{02s}) + g(z_1 - z_2)] \tag{3.37}$$

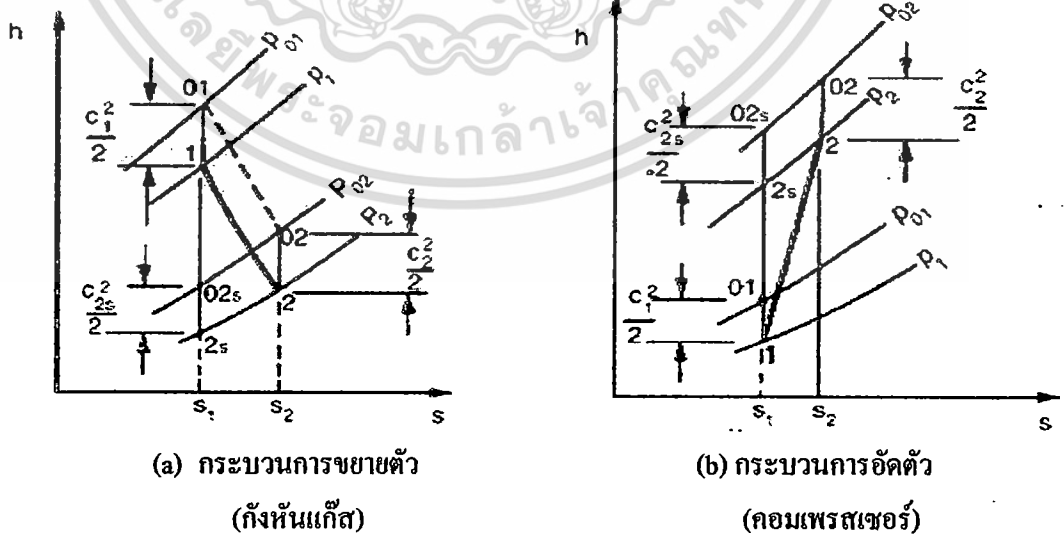
ตัวอักษร s ในสมการที่ 3.37 คือการเปลี่ยนแปลงสภาวะจาก 1 ไปถึง 2 แบบไอเซ็นโทรปิก ในกรณีเป็นการไหลอัดตัวได้ ไม่มีการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิ $dh = 0$ และไม่คิดความเสียดทาน งาน Output สูงสุดจากกังหันจะได้

$$d\dot{W}_{max,1-2} = \dot{m}g [H_1 - H_2] \tag{3.38}$$

เมื่อ $gH = p/\rho + \frac{1}{2}c^2 + gz$

3.13 ไอ้่น้ำและกังหันแก๊ส

รูปที่ 3.9 แสดงไดอะแกรมมูเลอร์อธิบายถึงกระบวนการขยายผ่านกังหันแบบแอดิเยบาติก จากเส้นที่ 1-2 คือการขยายตัวจริงและเส้นที่ 1-2s คือขยายตัวทางอุดมคติหรือการขยายตัวแบบไหลย้อนกลับได้ ซึ่งความเร็วของไหลที่ไหลเข้ากังหันจนกระทั่งไหลออกจากกังหันอาจจะมีความเร็วค่อนข้างสูงจึงทำให้เทอมของพลังงานจลน์มีความสำคัญอย่างยิ่ง อย่างไรก็ตามเทอมพลังงานศักย์จะไม่นำมาคิดในกรณีของไหลอัดตัวได้จึงทำให้งานโรเตอร์กังหันจำเพาะจริงเท่ากับ



รูปที่ 3.9 ไดอะแกรมเอนทาลปี-เอนโทรปีสำหรับกังหันแก๊สและคอมเพรสเซอร์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\Delta W_x = \frac{\dot{W}_x}{\dot{m}} = h_{01} - h_{02} = (h_1 - h_2) + \frac{1}{2}(c_1^2 - c_2^2) \quad (3.39)$$

และงานโรเตอร์กักกันจำเพาะทางอุณหพลศาสตร์ที่เส้นความดันคงที่ p_{01} กับ p_{02} จะได้

$$\Delta W_{\max} = \frac{\dot{W}_{x,\max}}{\dot{m}} = h_{01} - h_{02s} = (h_1 - h_{2s}) + \frac{1}{2}(c_1^2 - c_{2s}^2) \quad (3.40)$$

ในรูปที่ 9a งานกักกันจริงต่อหน่วยมวลของของไหลคือการเปลี่ยนแปลงเอนทาลปี Stagnation ระหว่างจุดสถานะที่ 01 และ 02 ซึ่งเป็นตำแหน่งบนเส้นความดัน Stagnation p_{01} และ p_{02} ตามลำดับ งานกักกันทางอุณหพลศาสตร์ต่อหน่วยมวลของของไหลคือการเปลี่ยนแปลงเอนทาลปี Stagnation ระหว่างกระบวนการไอเซนโทรปิกกับเส้นความดันคงที่ p_{01} กับ p_{02} ซึ่งพลังงานจลน์ของของไหลที่ทางออกของกระบวนการอุณหพลศาสตร์เป็น $1/2c_{2s}^2$ ไม่สามารถหาได้ อย่างไรก็ตามที่ลักษณะเดียวกันตรงทางออกของกระบวนการจริง $1/2c_2^2$ อาจใช้หลักการของกฎการอนุรักษ์มวล กล่าวคือ สำหรับแก๊สอุดมคติอย่างง่าย (Perfect Gas) เมื่อ $h = C_p T$ และ $p/\rho = RT$ พิจารณาเส้นความดันคงที่ p_2 ดังรูปที่ 9a ที่ $T_2 > T_{2s}$ เมื่อ $\rho_{2s} > \rho_2$ จากสมการต่อเนื่อง $\dot{m}/A = \rho c$ และที่พื้นที่เดียวกันนั้นจะได้ $c_2 > c_{2s}$ โดยที่เทอมของพลังงานจลน์จะไม่เท่ากัน

ยังมีอีกหลายวิธีในการจัดการกับพลังงาน โดยการนำพลังงานจลน์ที่เหลือจากการไหลผ่านกักกันไปใช้ให้เกิดประโยชน์มากที่สุด ยกตัวอย่างเช่น 1.พลังงานจลน์ที่ไหลออกมา (Not Waste) จาก Stage สุดท้ายจะไหลออกไปขับเคลื่อนเครื่องบินเจ็ท 2.พลังงานจลน์ที่ทางออกจาก Stage ที่ 1 ของกักกันมาผลักดันใน Stage ถัดมา สำหรับทั้ง 2 กรณีคือประสิทธิภาพกักกันและประสิทธิภาพ Stage แบบแอเดียบาติก (η) คือประสิทธิภาพ Total-to-Total ซึ่งกำหนดได้ดังนี้

$$\eta_u = \Delta W_x / \Delta W_{x,\max} = (h_{01} - h_{02}) / (h_{01} - h_{02s}) \quad (3.41)$$

ถ้ามีการเปลี่ยนแปลงพลังงานจลน์ระหว่างทางเข้าถึงทางออกเพียงเล็กน้อย

นั่นคือ $\frac{1}{2}c_1^2 \cong \frac{1}{2}c_2^2$ จะได้

$$\eta_u = (h_1 - h_2) / (h_1 - h_{2s}) \quad (3.42)$$

ซึ่งหมายความว่าพลังงานจลน์ไหลออกไปโดยไม่ได้ใช้ประโยชน์หรือสูญเสียเปล่า ซึ่งเกี่ยวข้องกับประสิทธิภาพแอเดียบัติกหรือประสิทธิภาพ Total-to-Static (η_s) เป็นงานกักหนทางอุณหพลศาสตร์ได้มาจากตำแหน่งที่ 01 และตำแหน่ง 2s จะได้ว่า

$$\eta_s = (h_{01} - h_{02}) / \left(h_{01} - h_{02s} + \frac{1}{2} c_{2s}^2 \right) = (h_{01} - h_{02}) / (h_{01} - h_{2s}) \quad (3.43)$$

จากสมการที่ 3.43 ถ้ามีการเปลี่ยนแปลงพลังงานจลน์ระหว่างทางเข้าถึงทางออกเพียงเล็กน้อยจะได้

$$\eta_s = (h_1 - h_2) / \left(h_1 - h_{2s} + \frac{1}{2} c_1^2 \right) \quad (3.44)$$

สภาวะพลังงานจลน์ที่ไหลออกไปอย่างสูญเสียเปล่าคือมีไอเสียไหลออกไปสู่สิ่งแวดล้อมโดยตรงมากกว่าไหลผ่าน Diffuser ยกตัวอย่างเช่น กังหันเสริม (Auxiliary Turbine) ที่ใช้ในจรวด (Rocket) มักไม่มี Exhaust Diffuser เพราะข้อเสียของมวลที่เพิ่มขึ้นและพื้นที่ที่มากกว่าส่งผลให้มีประสิทธิภาพกักหนลดลง

3.14 ประสิทธิภาพโพลีโทรปิก (Small Stage Efficiency)

ในส่วนก่อนหน้าได้อธิบายเกี่ยวกับประสิทธิภาพไอเซ็นโทรปิกไปบ้างแล้วถึงแม้ว่าเป็นรากฐานที่สมเหตุสมผลแต่ก็สามารถทำให้เข้าใจผิดได้หากได้มีการเปรียบเทียบประสิทธิภาพทางเทอร์โบแมชชีนที่อัตราส่วนความดันต่างกัน ถ้าแต่ละ Small Stage ของเทอร์โบปัมหรือคอมเพรสเซอร์มีประสิทธิภาพที่เหมือนกันและขึ้นอยู่กับความแตกต่างของอัตราส่วนความดันของเครื่องจักร นี่เป็นผลที่ค่อนข้างน่าแปลกใจคืออาการของผลกระทบทางอุณหพลศาสตร์อย่างง่ายปกติในการแสดงประสิทธิภาพไอเซ็นโทรปิกและจะทำการพิสูจน์ผลดังกล่าวให้ชัดเจนได้ดังต่อไปนี้

3.14.1 กระบวนการอัดตัว

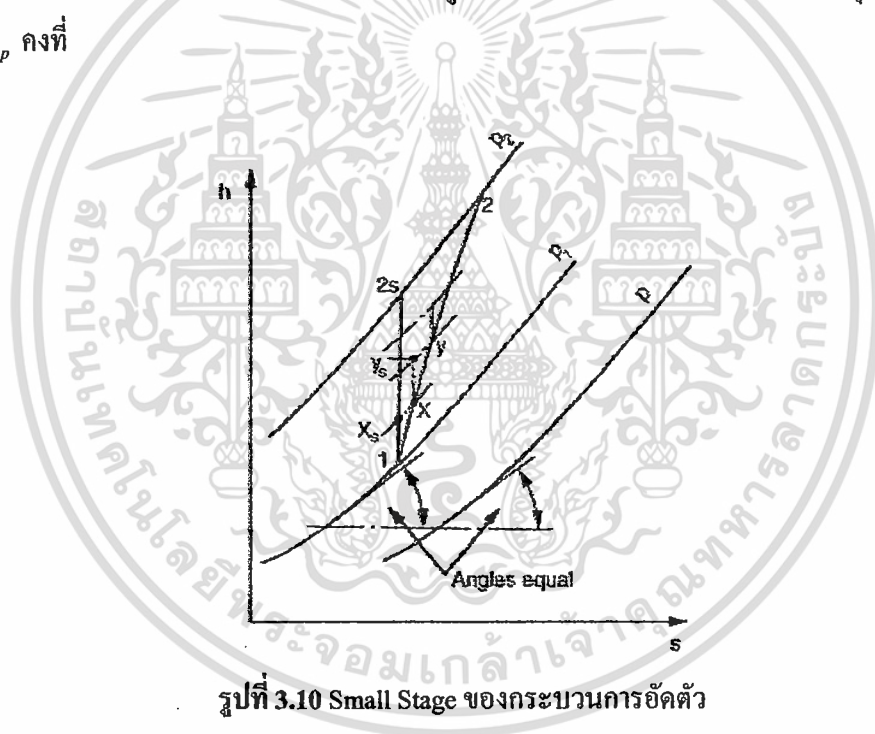
จากรูปที่ 3.10 แสดงไคอะแกรมของเอนทัลปี-เอนโทรปีบนกระบวนการอัดตัวแบบแอเดียบัติกระหว่างความดัน p_1 และ p_2 มีการเปลี่ยนแปลงสภาวะระหว่างตำแหน่งที่ 1 และตำแหน่งที่ 2 เป็นแบบกระบวนการไหลย้อนกลับได้จากเส้นไอเซ็นโทรปิก 1 ไปถึง 2s โดยสมมุติว่ากระบวนการอัดตัวอาจจะแบ่งให้มีจำนวนที่มากของ Small Stage ซึ่งก็คือประสิทธิภาพ (η_p)

สำหรับในแต่ละ Small Stage ของคอมเพรสเซอร์ งาน Output จริงคือ δW และงานทางอุณหพลศาสตร์ของกระบวนการไอเซ็นโทรปิกคือ δW_{\min}

$$\eta_p = \frac{\delta W_{\min}}{\delta W} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{h_{2s} - h_x}{h_y - h_x} = \dots \quad (3.45)$$

ซึ่งในแต่ละ Small Stage มีประสิทธิภาพที่เหมือนกัน เมื่อ $\eta_p = (\sum \delta W_{\min} / \sum \delta W)$

จากความสัมพันธ์ $Tds = dh - vdp$ สำหรับกระบวนการความดันคงที่, $(\partial h / \partial s)_p = T$ นี้มีค่าเฉลี่ยที่สูงกว่าอุณหภูมิของของไหล ค่าความชันสูงสุดของเส้นความดันคงที่บนไดอะแกรมเอนทัลปีสำหรับแก๊สเมื่อ h คือฟังก์ชันของ T เส้นความดันคงที่ที่แยกกันและความชันของเส้น p_2 จะสูงกว่าความชันของเส้น p_1 ที่ค่าเอนโทรปีเดียวกัน และอุณหภูมิ T เท่ากัน ความชันของเส้นความดันคงที่ที่เท่ากันที่ h เดียวกันแสดงได้ดังรูปที่ 3.10 สำหรับกรณีพิเศษของแก๊สอุดมคติเมื่อมีค่า C_p คงที่



รูปที่ 3.10 Small Stage ของกระบวนการอัดตัว

$C_p (dT / ds) = T$ สำหรับกระบวนการความดันคงที่ ทำการอินทิเกรตโดยได้ผลลัพธ์ในสมการสำหรับเส้นความดันคงที่, $s = C_p \log T + C$ เมื่อ C คือค่าคงที่ โดยกล่าวถึงกรณีทั่วไปจะได้

$$\sum \delta W = \{(h_x - h_1) + (h_2 - h_1) + \dots\} = (h_2 - h_1)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อ

$$\eta_p = [(h_{x_s} - h_1) + (h_{y_s} - h_x) + \dots] / (h_2 - h_1)$$

สำหรับประสิทธิภาพเฉลี่ยปกติของกระบวนการอัดตัวทั้งหมดคือ

$$\eta_c = (h_{2s} - h_1) / (h_2 - h_1) \quad (3.46)$$

เพราะการ Divergence ของเส้นความดันคงที่จึงทำให้

$$\{(h_{x_s} - h_1) + (h_{y_s} - h_x) + \dots\} > (h_{2s} - h_1)$$

ดังนั้น $\sum \delta W_{\min} > W_{\min}$ ซึ่งจะได้

$$\eta_p > \eta_c$$

สำหรับกระบวนการอัดตัวจะมีประสิทธิภาพไอเซ็นโทรปิกของเครื่องจักรน้อยกว่าประสิทธิภาพ Small Stage ซึ่งความแตกต่างนี้ขึ้นอยู่กับ การ Divergence ของเส้นความดันคงที่ถึงแม้ว่าการอธิบายในเทอมสถานะหยุดนิ่งสามารถใช้ได้กับสถานะ Stagnation แต่ก็มีพลังงานจลน์ที่ทางเข้าและพลังงานจลน์ที่ทางออกในแต่ละ Stage เท่ากัน

3.15 ประสิทธิภาพ Small Stage สำหรับแก๊สอุดมคติ

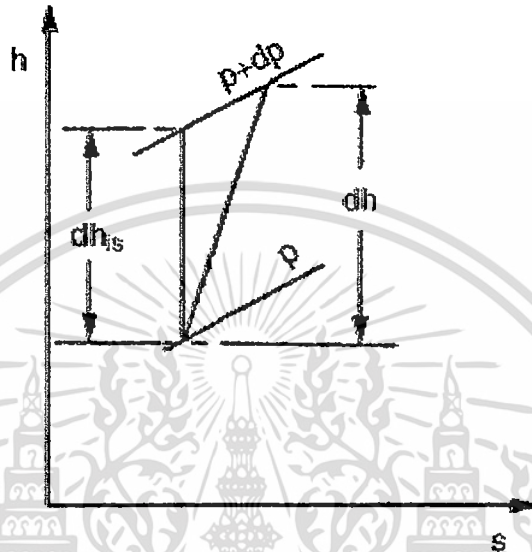
ความสัมพันธ์แบบ Explicit สามารถหาได้จากกฎของแก๊สอุดมคติ (C_p คงที่) ระหว่างประสิทธิภาพ Small Stage โดยที่ประสิทธิภาพไอเซ็นโทรปิกรวมและอัตราส่วนความดัน สำหรับการวิเคราะห์กรณีมี Stage ที่จำกัดภายในคอมเพรสเซอร์แบบอินฟินิตี้ซึ่งมีการเปลี่ยนแปลงของความดันเพิ่มขึ้น dp ดังรูปที่ 3.11 สำหรับกระบวนการจริงจะมีค่าเอนทาลปี dh ที่เพิ่มขึ้นและมีค่าเอนทาลปีอุดมคติ dh_s เพิ่มขึ้นเช่นกัน

ประสิทธิภาพโพลีโทรปิกสำหรับ Small Stage จะได้

$$\eta_p = \frac{dh_{is}}{dh} = \frac{v dp}{C_p dT} \quad (3.47)$$

สำหรับกระบวนการไอเซ็นโทรปิก $Tds = 0 = dh_s - vdp$ แทน $v = RT / p$ ในสมการ 3.47 จะได้

$$\eta_p = \frac{R T dp}{C_p p dT}$$



รูปที่ 3.11 การเพิ่มสำหรับการเปลี่ยนแปลงสถานะของกระบวนการอัดตัว

ดังนั้น

$$\frac{dT}{T} = \frac{(\gamma - 1) dp}{\eta_p p} \tag{3.48}$$

$$C_p = \gamma R / (\gamma - 1)$$

ทำการอินทิเกรตในสมการ 3.48 ของคอมเพรสเซอร์ทั้งหมดและให้มีประสิทธิภาพที่เท่ากันของแต่ละ Stage อย่าง Infinity จะได้

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(\gamma - 1) / \eta_p \gamma} \tag{3.49}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ซึ่งประสิทธิภาพไอเซ็นโทรปีคสำหรับกระบวนการอัดตัวทั้งหมด จะได้

$$\eta_c = \frac{(T_{2s} - T_1)}{(T_2 - T_1)} \quad (3.50)$$

ถ้าสมมติให้ความเร็วทางเข้าถึงทางออกเท่ากัน

สำหรับกระบวนการอัดตัวแทน $\eta_p = 1$ ในสมการที่ 3.48 จะได้

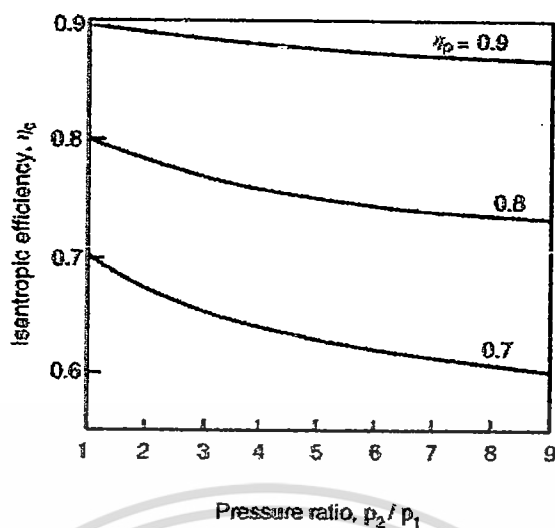
$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (3.51)$$

ซึ่ง pv' คือค่าคงที่และ $pv = RT$ จากนั้นแทนในสมการ 3.49 และสมการ 3.51 แทนลงในสมการ 3.50 จะได้

$$\eta_c = \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] / \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\eta_p \gamma}} - 1 \right] \quad (3.52)$$

ซึ่งค่าประสิทธิภาพไอเซ็นโทรปีรวมถูกคำนวณโดยใช้สมการ 3.52 ในช่วงอัตราส่วนความดันและค่าที่แตกต่างกันของ η_p และพล็อตได้ดังรูปที่ 3.12 สังเกตจากประสิทธิภาพไอเซ็นโทรปีของกระบวนการอัดตัวแบบ Infinity น้อยกว่าประสิทธิภาพของ Small Stage

การเปรียบเทียบประสิทธิภาพไอเซ็นโทรปีทั้ง 2 เครื่องจักรที่มีความแตกต่างของอัตราส่วนความดันแบบไม่มี Stage สำหรับประสิทธิภาพโพลีโทรปีคที่เท่ากันของคอมเพรสเซอร์จะมีอัตราส่วนความดันที่สูงมากจึงส่งผลกระทบทางอุณหภูมิจากศาสตร์ที่ซ่อนเร้น (Hidden Thermodynamic Effect)



รูปที่ 3.12 ความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพไอเซ็นโทรปีรวม อัตราส่วนความดันและประสิทธิภาพโพลีโทรปิก Small Stage สำหรับคอมเพรสเซอร์ $\gamma = 1.4$

ในทอมโพลีโทรปิกข้างต้นเกิดขึ้นในบริบทของการอัดตัวได้ของคอมเพรสเซอร์ การบีบอัดแก๊สจากสถานะเริ่มต้นที่เหมือนกันไปสู่สถานะสุดท้ายเดียวกับคอมเพรสเซอร์แอดิแบติกแบบไหลย้อนกลับไม่ได้ ซึ่งมีความสัมพันธ์ pv^n เท่ากับค่าคงที่ เมื่อ n คือตัวบ่งชี้โพลีโทรปิก เนื่องจากการเพิ่มขึ้นของเอนโทรปีเกิดขึ้นสำหรับการเปลี่ยนแปลงของสถานะในคอมเพรสเซอร์ทั้งสอง สำหรับคอมเพรสเซอร์แบบไหลย้อนกลับได้นั้นมีความเป็นไปได้ถ้ามีการถ่ายเทความร้อนที่ไหลย้อนกลับ นั่นก็คือ $dQ_R = Tds$ และตัวบ่งชี้ n ต้องมีค่าสูงกว่า γ เสมอ เพื่อความเข้าใจที่มากขึ้น จะทำการไขข้อพิสูจน์ได้ดังนี้ สำหรับกระบวนการ โพลีโทรปิก

$$dQ_R = du + pdv = \frac{C_v}{R} d(pv) + pdv$$

ให้ pv^n เท่ากับค่าคงที่และ $C_v = R/(\gamma-1)$ จะได้ $Q_R = (\gamma-n)/(\gamma-1) pdv$ มาจากกระบวนการอัดตัวได้ $dv < 0$ และ $dQ_R > 0$ เมื่อ $n > \gamma$ สำหรับกระบวนการขยายตัว $dv > 0, dQ_R < 0$ และมี $n > \gamma$

3.16 ประสิทธิภาพโพลีโทรปิกของกังหันแก๊ส

การวิเคราะห์ที่คล้ายกันกับกระบวนการอัดตัวสามารถใช้ประยุกต์กับการขยายตัวของแก๊สอุดมคติผ่านกังหันแบบอาเดียมาติก สำหรับกังหันที่มีการขยายตัวจากสภาวะ 1 ไปสู่สภาวะ 2 จะได้

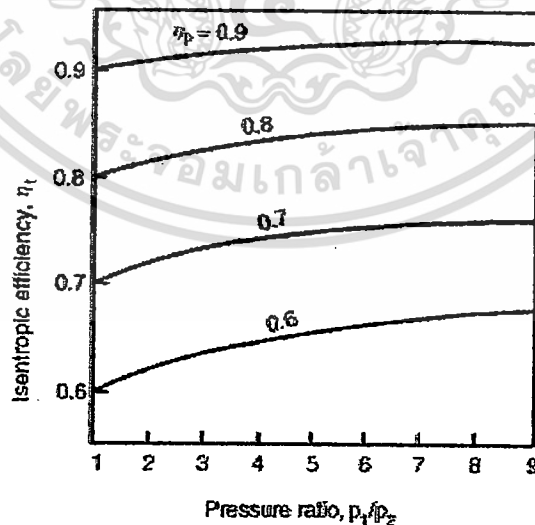
$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\eta_p(\gamma-1)/\gamma} \quad (3.53)$$

$$\eta_t = \frac{1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\eta_p(\gamma-1)/\gamma}}{1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(\gamma-1)/\gamma}} \quad (3.54)$$

นำสมการ 3.53 แทนในสมการ 3.54 จะได้

$$\eta_t = \frac{(T_1 - T_2)}{T_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \right]} \quad (3.55)$$

ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิก (Isentropic Efficiency) ที่ได้ถูกคำนวณช่วงอัตราส่วนความดันและความแตกต่างของประสิทธิโพลีโทรปิกแสดงในรูปที่ 3.13 จะเห็นว่าผลลัพธ์ที่ได้จะตรงกันข้ามกับกระบวนการอัดตัวสำหรับกระบวนการขยายตัวของกังหันจะมีประสิทธิภาพ ไอเซนโทรปิก (Isentropic Efficiency) สูงกว่าประสิทธิภาพ Small Stage



รูปที่ 3.13 ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกกับอัตราส่วนความดันสำหรับประสิทธิภาพโพลีโทรปิกต่างๆ ($\gamma = 1.4$)

ค่าของ η , จะมีความมากก็ต่อเมื่อมีการออกแบบของคัพประกอบที่เฉพาะของเทอร์ไบน์ ซึ่งการออกแบบที่ดีสำหรับเทอร์ไบน์ที่ใหญ่ต้องมีประสิทธิภาพไอเซ็นโทรปิกไม่ต่ำกว่า 90 % แต่สำหรับเทอร์ไบน์เล็ก อย่างไรก็ตามมันอาจจะลดลงเหลือ 70 % ซึ่งค่าประสิทธิภาพไอเซ็นโทรปิกของเทอร์ไบน์สามารถหาได้โดยการวัดงาน Output จริงของเทอร์ไบน์และการคำนวณงานไอเซ็นโทรปิกจริงสำหรับการวัดเงื่อนไขทางเข้าและความดันทางออก ซึ่งค่านี้สามารถใช้ได้อย่างสะดวกในการออกแบบโรงไฟฟ้า

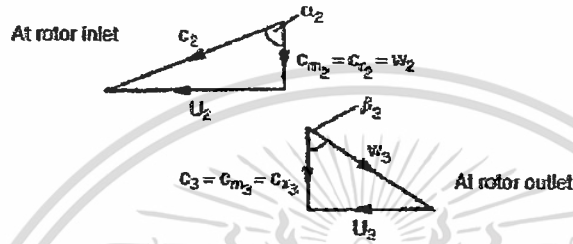
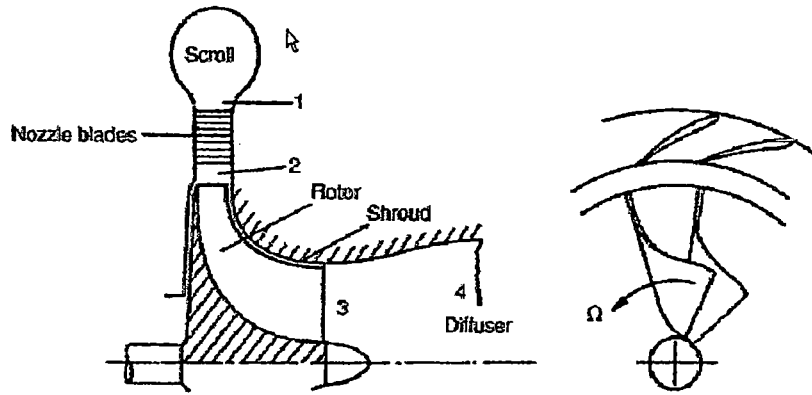
3.17 กฎแก๊สอุดมคติ

$$P = \rho RT \quad (3.56)$$

เมื่อ R คือค่าคงที่ของแก๊ส (J/kg-K), T คืออุณหภูมิ (K), P คือความดัน (N/m²), ρ คือความหนาแน่นของแก๊ส (kg/m³)

3.18 ไดอะแกรมสามเหลี่ยมความเร็ว

มุม 90 องศาสำหรับการไหลเข้าแนวรัศมี เมื่อ C_2 หรือ V_2 คือ ความเร็วแก๊ส, U_2 หรือ V_2 คือความเร็วใบกังหัน W_2 หรือ V_r คือความเร็วสัมผัส, β คือมุมของความเร็วสัมผัส, α คือมุมของความเร็วสัมผัส เมื่อ 2 คือทางเข้าโรเตอร์, 3 คือทางออกโรเตอร์ตามลำดับ จากรูปที่ 3.14 เป็นการเขียนสามเหลี่ยมความเร็วซึ่งมีการไหลเข้าคือความเร็วสัมผัสไหล W_2 หรือเรียกว่าการไหลเข้าตามแนวรัศมี ในขณะที่ทางออกจะมีการไหลตามแนวแกนนั่นคือการไหลสัมผัสที่ทางออกโรเตอร์ C_3 หรือเรียกได้ว่ามีความเร็วของของไหลตามแนวแกน นี่คือการออกแบบรูปร่างของสามเหลี่ยมความเร็ว [16]



รูปที่ 3.14 แสดง ไดอะแกรมความเร็วด้วยมุม 90 องศา

$$\vec{U}_{rel} = \vec{U}_{sm} - \omega \times R \tag{3.57}$$

ซึ่งจากการวิเคราะห์ผลที่ได้จากการจำลองความเร็วในเทอร์ไบน์จะพบว่ามีความเร็วสัมผัสที่ไหลผ่านช่องการไหลของใบกังหันเมื่อเทียบกับแกนอ้างอิงหมุน เมื่อ \vec{U}_{rel} คือความเร็วสัมผัส (m/s), \vec{U}_{sm} คือความเร็วสัมผัสหรือความเร็วในบริเวณ Stationary Frame เมื่อเทียบกับแกนอ้างอิง (m/s), ω คือความเร็วเชิงมุม (rad/s) และ R คือ local Radius Vector (m)

3.19 วิธีการวิเคราะห์เชิงมิติ (Dimensional Analysis)

วิธีการวิเคราะห์เชิงมิตินั้น ได้มาจากความสัมพันธ์ดังต่อไปนี้

$$T \propto p(d^2)(d)$$

$$T \propto pd^3$$

เมื่อ

$$A \propto d^2$$

$$F \propto p, A$$

$$r \propto d$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ในงานวิจัยนี้ได้กำหนดให้ความดันคงที่ [18] จะได้

$$P_{prototype} = P_{model}$$

$$\frac{T_{prototype}}{d_{prototype}^3} = \frac{T_{model}}{d_{model}^3}$$

เพราะฉะนั้น

$$d_{model} = \left[\frac{T_{model}}{T_{prototype}} \times d_{prototype}^3 \right]^{\frac{1}{3}} \quad (3.58)$$



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 4

กระบวนการทางวิศวกรรมย้อนรอย ของกังหันแก๊สแวนอร์คมีขนาดเล็ก

4.1 บทนำ

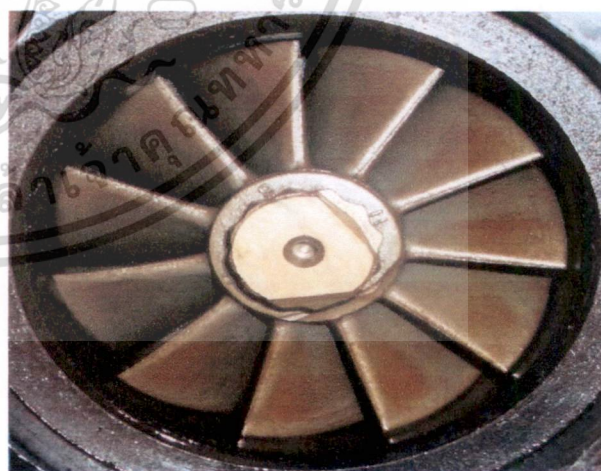
ในบทนี้เป็นกรกล่าวถึงการสร้างแบบจำลองคอมพิวเตอร์ 3 มิติ (CAD Model) ของผลิตภัณฑ์ต่างๆรวมไปถึงกังหันแก๊สแวนอร์คมีขนาดเล็กที่เป็นต้นแบบ ด้วยกระบวนการวิศวกรรมย้อนรอยอาศัยข้อมูลที่ได้จากสแกนเนอร์ 3 มิติ ร่วมกับโปรแกรมวิศวกรรมย้อนรอยที่กระทำกับแบบจำลองโพลิกอนโดยตรง โดยจะเน้นไปที่สแกนเนอร์ 3 มิติ แบบแหล่งกำเนิดแสง (Structured Light) เนื่องจากสแกนเนอร์รูปแบบดังกล่าว มีความสะดวกในการใช้งานมากกว่าสแกนเนอร์แบบสัมผัส แต่ก็มีขั้นตอนในการเตรียมชิ้นงานมากกว่าสแกนเนอร์ 3 มิติแบบเลเซอร์ และเมื่อประยุกต์เข้ากับโปรแกรมวิศวกรรมย้อนรอยก็จะช่วยให้ผู้ใช้สามารถสร้างแบบจำลองคอมพิวเตอร์ 3 มิติ ได้ในไม่ช้า

4.2 ขั้นตอนการทำงานเพื่อสร้างแบบจำลองกังหันแก๊สแวนอร์คมีขนาดเล็ก

ซึ่งในงานวิจัยนี้ได้นำกังหันแก๊สในเทอร์โบชาร์จเจอร์ รุ่น RHC9 มาสแกนร่วมกับกระบวนการทางวิศวกรรมย้อนรอยเพื่อทำการศึกษาดังองค์ประกอบเกี่ยวกับกังหันแก๊สแวนอร์คมีขนาดเล็กและนำไปสู่การจำลองเพื่อดูปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นภายในกังหันแก๊ส ดังรูปที่ 4.1 ต่อไปเป็นการอธิบายขั้นตอนการทำงานเพื่อสร้างชิ้นงานต้นแบบ



(a)

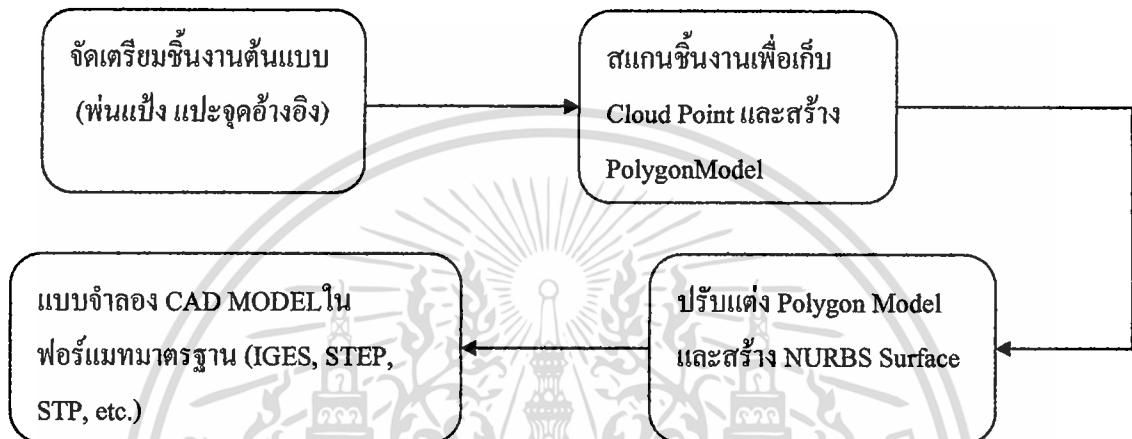


(b)

รูปที่ 4.1 (a) IHI เทอร์โบชาร์จเจอร์ รุ่น RHC9 และ (b) กังหันแก๊สแวนอร์คมีขนาดเล็ก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

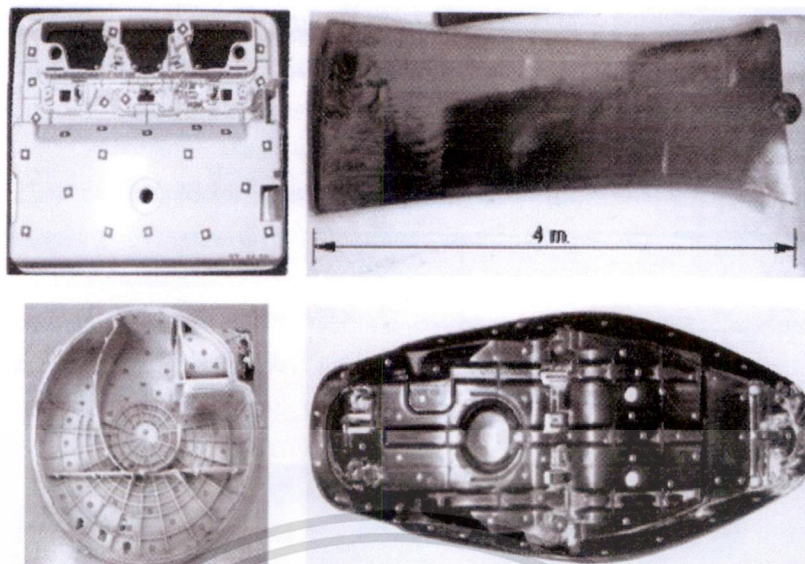
ขั้นตอนการทำงานเพื่อสร้างแบบจำลองกึ่งหั่นแก๊สแนวรัศมีขนาดเล็กด้วยกระบวนการวิศวกรรมย้อนรอยแบ่งเป็น 3 ส่วน ได้แก่ ขั้นตอนการจัดเตรียมชิ้นงานต้นแบบ ขั้นตอนการสแกนเนอร์ชิ้นงานด้วยสแกนเนอร์ 3 มิติ และขั้นตอนการตกแต่งและปรับเปลี่ยนแบบจำลองโพลีกอน(Polygon Model) โดยแต่ละขั้นตอนจะประกอบไปด้วยรายละเอียด รูปแบบการปฏิบัติงาน และรายละเอียดทางเทคนิคต่างๆ สำหรับรายละเอียดของขั้นตอนการทำงานแต่ละส่วน สามารถจำแนกให้เห็นเป็นแผนภูมิและอธิบายได้ดังรูปที่ 4.2



รูปที่ 4.2 แผนภูมิการสร้างแบบจำลองกึ่งหั่นแก๊สแนวรัศมีขนาดเล็กด้วยสแกนเนอร์ 3 มิติ

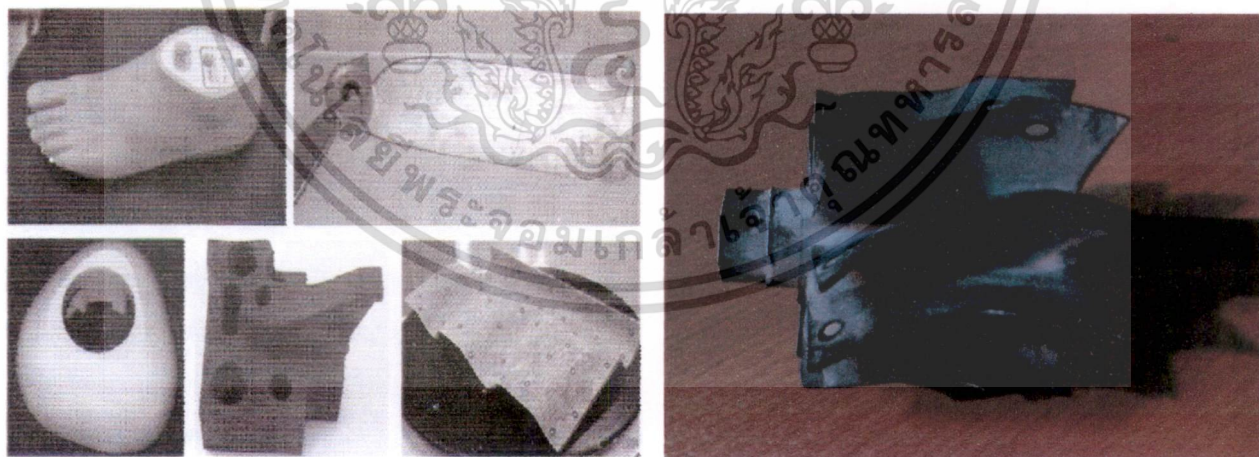
4.3 ขั้นตอนการจัดเตรียมชิ้นงานต้นแบบ

ขั้นตอนการจัดเตรียมชิ้นงานต้นแบบ ให้สอดคล้องกับสแกนเนอร์ 3 มิติ ถือเป็นปัจจัยที่ควรพิจารณาเป็นลำดับแรก เนื่องจากปัจจัยดังกล่าวมีความสำคัญต่อความสมบูรณ์ครบถ้วนของแบบจำลองและความรวดเร็วในการทำงาน ซึ่งในส่วนของสแกนเนอร์แบบไม่สัมผัส (ทั้งแบบออปติคและแบบเลเซอร์) อาจมีหลักในการพิจารณาชิ้นงานที่เป็นต้นแบบในการสแกน โดยชิ้นงานไม่ควรมีลักษณะดังรูปที่ 4.3 และมีค่าชี้แจงดังนี้ 1. ชิ้นงานต้นแบบที่ลำแสงของสแกนเนอร์ส่องเข้าไปไม่ถึง เช่น บริเวณที่เป็นรูเจาะ ส่วนที่เป็นสันขอบ หรือบริเวณที่มีความบางมาก เป็นต้น ในบริเวณดังกล่าวอาจแก้ไขด้วยการสแกนเนอร์เก็บตำแหน่งแนวอ้างอิงของบริเวณที่สแกนเก็บได้ไม่หมดแล้วนำไปขึ้นรูปด้วยโปรแกรมช่วยออกแบบอีกครั้ง



รูปที่ 4.3 แสดงชิ้นงานที่ควรหลีกเลี่ยงในการสแกนงาน
หรือได้ผลที่ไม่ดีนักหากไม่ได้รับการแก้ไขปรับปรุง

2. ชิ้นงานต้นแบบที่มีคุณสมบัติในการดูดกลืนแสง เช่น ชิ้นงานที่มีสีดำหรือสีเข้มของกึ่งทึบหรือและชิ้นงานที่ทำให้ค่าความเข้มแสงจากสแกนเนอร์ที่มากจนกระทบผิดเพี้ยนไป ได้แก่ ชิ้นงานที่มีลักษณะมันวาว หรือผิวโลหะ เนื่องจากทำให้ผิดพลาดในการจับตำแหน่งของพิกัดจุด ในทางแก้ไขคืออาจจะเคลือบผิวงานเพื่อลดการสะท้อนหรือการดูดกลืนแสงด้วยสเปรย์ผงแป้งได้ ดังรูปที่ 4.4



รูปที่ 4.4 แสดงชิ้นงานที่สามารถนำมาสแกนได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หลังจากคัดเลือกชิ้นงานต้นแบบสำหรับนำมาสแกนได้แล้ว จึงเข้าสู่กระบวนการเตรียมชิ้นงานซึ่งเริ่มจากการทำความสะอาดชิ้นงานเพื่อชะล้างฝุ่นละออง หรือคราบน้ำมันที่ติดอยู่บนชิ้นงาน ต่อจากนั้นจึงทำการติดจุดอ้างอิง (Reference Point) ที่มีลักษณะเป็นสติ๊กเกอร์สี่เหลี่ยมเล็กๆ พื้นสีดำและมีจุดสีขาวตรงกลาง ดังรูปที่ 4.5 เพื่อใช้บันทึกตำแหน่งอ้างอิงสำหรับการรวมกลุ่มพิกัดที่สแกนในแต่ละครั้งเข้าไว้ด้วยกัน ทั้งนี้เนื่องจากการทำงานสแกนเนอร์ 3 มิติแบบแหล่งกำเนิดแสงจะเป็นการสแกนเนอร์งานทีละครั้งภายใต้ขอบเขตที่เลนส์ของกล้องสามารถจับภาพได้ แล้วนำกลุ่มพิกัดที่ได้ในแต่ละครั้งมาต่อกัน ในขณะที่สแกนเนอร์แบบเลเซอร์จะเป็นการสแกนงานแบบต่อเนื่องคือลากสแกนเนอร์ผ่านชิ้นงานไปเรื่อยๆ จึงไม่จำเป็นต้องใช้จุดอ้างอิง

จุดอ้างอิงที่ใช้ติดบนชิ้นงานต้นแบบนี้จะมีอยู่ด้วยกันหลายขนาดเพื่อให้ผู้ใช้สามารถเลือกขนาดให้สอดคล้องกับขนาดของชิ้นงาน (ขนาดของชิ้นงานและขนาดของจุดอ้างอิงจะมีสัดส่วนที่แปรผันตามกัน) การติดจุดอ้างอิงที่เหมาะสม ควรคิดให้ครอบคลุมพื้นที่ที่ต้องการสแกนทั้งหมด และทำการคาดเดาเพื่อให้การสแกนในแต่ละครั้งสามารถเก็บจุดอ้างอิงภายในพื้นที่ที่ต้องการสแกน และจุดอ้างอิงของการสแกนครั้งก่อนหน้าได้อย่างน้อย 3 จุดขึ้นไปในแต่ละรูปแบบ เพื่อให้โปรแกรมสามารถวางตำแหน่งการเชื่อมต่อกลุ่มจุดพิกัดในมุมมอง 3 มิติ ได้ถูกต้อง



(a) การติดจุดอ้างอิงบนชิ้นงาน

(b) จุดอ้างอิง

รูปที่ 4.5 แสดงชิ้นงานต้นแบบที่นำมาสแกนด้วยสแกนเนอร์แบบแหล่งกำเนิดแสง เป็นแบบติดจุดบนชิ้นงาน

สำหรับรูปแบบของการติดตั้งจุดอ้างอิงบนชิ้นงานมีข้อดี คือ สามารถพลิกชิ้นงานไปมาในระหว่างการสแกนได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หลังจากติดจุดอ้างอิงบนชิ้นงานอย่างเรียบร้อย ให้ทำการพิจารณาว่าชิ้นงานดังกล่าวมีสีเข้มหรือ สีดำ ผิวเป็นมันวาวหรือ โปรงแสงหรือไม่ หากพบเจอให้ทำการเคลือบผิวชิ้นงานด้วยการพ่นสเปรย์ผงแป้ง เพื่อลดความฝืดเหนียวของความข้มแสงที่สะท้อนจากชิ้นงานต้นแบบไปยังอุปกรณ์รับสัญญาณตำแหน่งของลำแสง (ใช้ได้กับสแกนเนอร์แบบออปติคและแบบเลเซอร์) การพ่นสเปรย์ที่ดีควรพ่นให้คลุมพื้นผิวที่ต้องการสแกนอย่างสม่ำเสมอ และอย่าพ่นสเปรย์ผงแป้งให้หนาเกินไป เพราะจะทำให้ขนาดของชิ้นงานผิดเพี้ยน ในกรณีผิวงานมีการเคลือบน้ำมันอยู่ ต้องทำการซับน้ำมันให้แห้งก่อนการพ่น เนื่องจากน้ำมันจะดูดซับผงแป้งไว้ นอกจากนี้จะทำให้ต้องพ่นสเปรย์หลายครั้งแล้ว ก็ยังทำให้ขนาดของชิ้นงานในบริเวณนั้นมีค่าผิดเพี้ยนจากขนาดเดิมได้ หลังจากพ่นเคลือบผิวชิ้นงานต้นแบบด้วยสเปรย์ผงแป้งแล้ว ให้ทำความสะอาดจุดอ้างอิง ด้วยการใช้สำลีพันปลายไม้ เช็ดผงแป้งออก เพื่อให้เห็นจุดอ้างอิง ได้ชัดเจน แต่ควรจะเช็ดด้วยความระมัดระวังอย่าลบผงแป้งให้โดนบริเวณอื่น เพราะอาจทำให้สแกนเนอร์ไม่สามารถเก็บพิกัดจุดตรงบริเวณนั้นได้

4.4 ขั้นตอนการสแกนชิ้นงานด้วยสแกนเนอร์ 3 มิติ

กระบวนการสแกนชิ้นงาน โดยในกรณีของสแกนเนอร์แบบออปติคนั้น หลักการสแกนงานจะคล้ายกับการถ่ายภาพชิ้นงานต้นแบบ ในแต่ละเฟรม และนำภาพที่ได้มาต่อกัน โดยอาศัยจุดอ้างอิงที่ติดอยู่บนชิ้นงานเป็นดั่งอ้างอิงตำแหน่งในการประกอบภาพถ่ายในแต่ละเฟรมให้วางตัวอยู่ในทิศทางที่ถูกต้อง

ขั้นตอนการสแกนชิ้นงาน จะเริ่มจากการปรับ โฟกัสของกล้อง ให้สอดคล้องกับพื้นที่ชิ้นงาน จากนั้นทำการกำหนดระบบพิกัดของไฟล์สแกนให้วางตัวในระนาบที่ถูกต้อง (เพื่อแก้ไขปัญหาที่แบบจำลองสำเร็จวางตัวไม่ตรงกับระบบพิกัดของไฟล์สแกนใน โปรแกรมช่วยออกแบบ) ด้วยการปรับกล้องให้วางในแนวตั้งตั้งฉากกับพื้น แล้วสแกนงานในเฟรมแรก แล้วเริ่มจับภาพชิ้นงานต้นแบบในเฟรมถัดไปที่ละเฟรมตามปกติ ซึ่งแต่ละเฟรมที่สแกน โปรแกรมคำนวณจุดพิกัด จะทำการจับตำแหน่งพื้นผิวของชิ้นงานต้นแบบ และแปลงให้อยู่ในรูปของจุดพิกัด รวมถึงแสดงผลลัพธ์ให้เห็นบนหน้าจอคอมพิวเตอร์ หลังจากสแกนชิ้นงานจนได้พิกัดที่แสดงตำแหน่งพื้นผิวของชิ้นงานต้นแบบครบถ้วนแล้ว จึงทำการสร้างรูปหลายเหลี่ยม 2 มิติ (Polygon) เล็กๆ เชื่อมต่อระหว่างจุดพิกัดดังกล่าว ให้กลายเป็นแบบจำลองโพลิกอน ตลอดจนข้อมูลผิดพลาดที่เกิดขึ้นจากสัญญาณรบกวน (Noise Data) ระหว่างการสแกนออกไป

สำหรับรูปหลายเหลี่ยม 2 มิติ ที่นำมาใช้เชื่อมต่อระหว่างจุดพิกัดจะมีรูปแบบใดๆ ก็ได้แต่นิยามใช้กันทั่วไปคือแบบสามเหลี่ยม หรือ โพลิกอนสามเหลี่ยม เนื่องจากสามารถทดแทนรูปร่างของชิ้นงานต้นแบบที่มีความซับซ้อนได้เป็นอย่างดี

สำหรับแบบจำลองโพลิกอนที่ได้จากการสแกนชิ้นงานต้นแบบ สามารถนำไปใช้เป็นข้อมูลสำหรับขึ้นรูปผลิตภัณฑ์ต้นแบบ ด้วยเครื่องสร้างต้นแบบรวดเร็ว (Rapid Prototype) ได้ทันที

หรือส่งออกในรูปแบบไฟล์ของเครื่องสแกน 3 มิติ เช่น *.G3D, (GOM), *.CWK (Kreon), *BRE (Breuckmann) เป็นต้น เพื่อนำไปใช้ปรับแต่งพื้นผิวรายละเอียด และปรับเปลี่ยนให้กลายเป็นแบบจำลองพื้นผิวบนโปรแกรมวิศวกรรมย้อนรอย หรือส่งออกไปในรูปแบบไฟล์มาตรฐานที่สามารถเปิดใช้งานได้จากโปรแกรม CAD, CAM (Computer Aided Manufacturing) หรือ CAE (Computer Aided Engineering) เช่น IGES, STEP [15]

4.5 ขั้นตอนการตกแต่งและปรับเปลี่ยนแบบจำลองโพลิกอน

การปรับแต่งพื้นผิวด้วยโปรแกรมด้านวิศวกรรมย้อนรอยนั้น เป็นกระบวนการในการเปลี่ยนแบบจำลองโพลิกอนให้กลายเป็นแบบจำลองพื้นผิว (Surface Model) โดยอาศัยหลักการของการสร้างพื้นผิวที่นิยามขึ้นด้วยสมการทางคณิตศาสตร์ (NURBS) วางตัวไปบนแบบจำลองโพลิกอนโดยมีรูปแบบการทำงานดังต่อไปนี้

การปรับแต่งแบบจำลองโพลิกอนด้วยโปรแกรมวิศวกรรมย้อนรอยที่ร่วมกับโปรแกรมช่วยออกแบบ (Fit Surface/Cloud Point + CAD Function) และการแสดงแบบจำลองโพลิกอนของกังหันแนวรัศมีขนาดเล็กที่ได้จากการสแกน ดังรูปที่ 4.6



รูปที่ 4.6 แสดงแบบจำลองโพลิกอนของกังหันแนวรัศมีขนาดเล็ก

และจากรูปที่ 4.7 แสดงพื้นผิวที่ไม่สมบูรณ์ในบริเวณซ้ายของกังหันเนื่องมาจากการสแกนที่ไม่สมบูรณ์และบริเวณขวามือคือบริเวณที่มีพื้นผิวค่อนข้างจะสมบูรณ์ ซึ่งในกรณีของกังหันแก๊สนั้นจะ

สมมาตรกันในทุกๆ ใบก้างหันดังนั้นจึงเลือกเพื่อที่จะทำการซ่อมแซมพื้นผิวเฉพาะใบก้างหันที่สมบูรณ์ที่สุด



รูปที่ 4.7 แสดงโพลิกอนที่ไม่สมบูรณ์เนื่องจากการสแกน

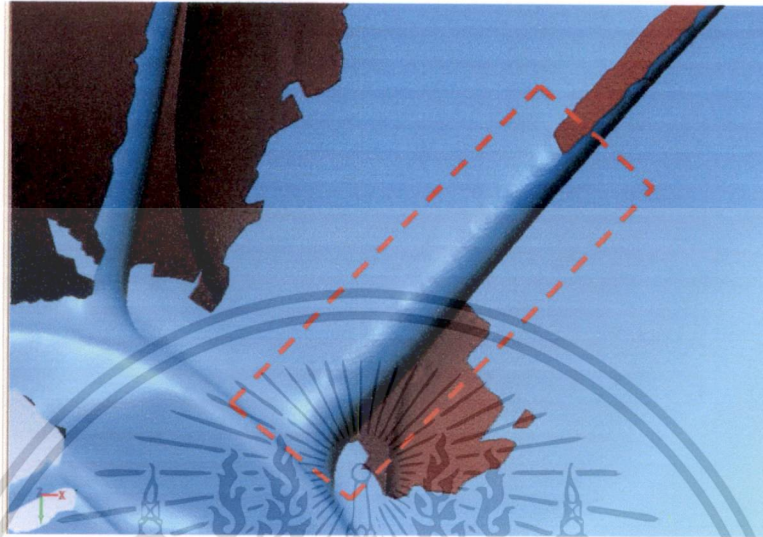
จากรูปที่ 4.8 เป็นการซูมก้างหันเพื่อให้เห็นพื้นผิวโพลิกอนอย่างชัดเจนและร่องรอยของการสแกนที่ไม่สมบูรณ์รวมไปถึงขั้นตอนของการระบุบริเวณที่ทำการซ่อมแซมขอบใบก้างหันแก๊ส



รูปที่ 4.8 แสดงการระบุบริเวณเพื่อการซ่อมแซมขอบใบก้างหันแก๊สแนวรัศมี

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หลังจากที่ได้ทำการเลือกใบกังหันที่ค่อนข้างสมบูรณ์และทำการระบุบริเวณที่จะซ่อมแซมและมาในขั้นตอนของการซ่อมผิวปะรูให้กับขอบใบกังหันแต่ในขั้นตอนนี้จะสังเกตว่าได้พื้นผิวที่ได้จากการซ่อมแซมในยังไม่เรียบมีรอยขรุขระในบริเวณรอยปะสีแดงดังรูปที่ 4.9



รูปที่ 4.9 แสดงรูปหลังการซ่อมผิวที่เป็นรูปบริเวณขอบใบกังหันแก๊สแนวรัศมี

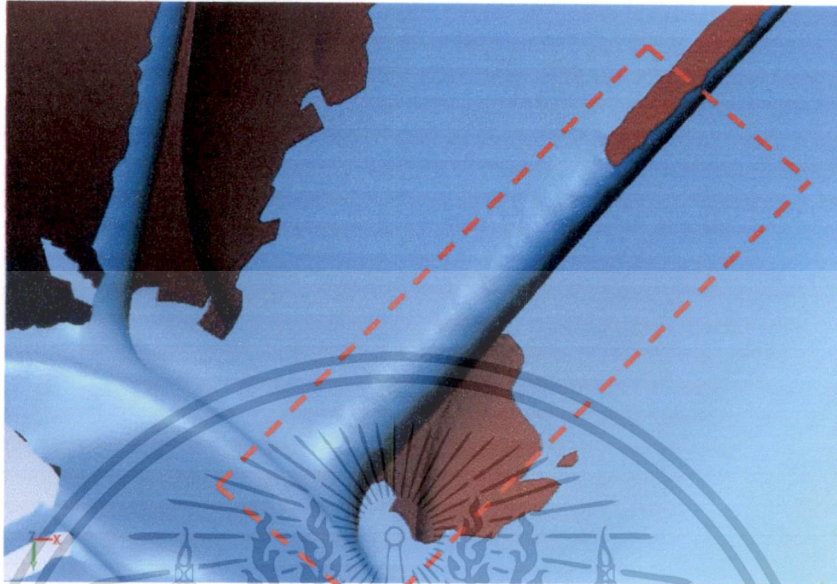
เมื่อทำการซ่อมแซมผิวปะรูเนื่องจากการสแกนที่ไม่สมบูรณ์ของกังหันจนเสร็จ ต้องมาทำให้พื้นผิวที่ขรุขระเป็นผิวเรียบคล้ายกับผิวของกังหันต้นแบบ โดยการระบุบริเวณพื้นผิวที่ขรุขระและการทำผิวให้เรียบยิ่งขึ้น ดังรูปที่ 4.10



รูปที่ 4.10 แสดงการซ่อมผิวที่ขรุขระให้ราบเรียบยิ่งขึ้นบริเวณขอบใบกังหันแก๊สแนวรัศมี

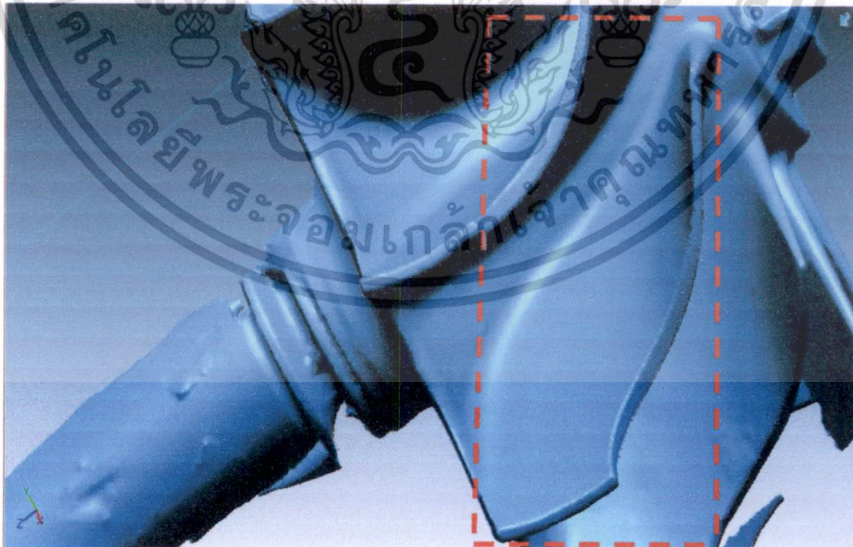
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หลังจากที่ปรับปรุงผิวดังกล่าวแล้วจะเห็นได้ว่าพื้นผิวบริเวณรอยปะสีแดงจะมีพื้นผิวที่เรียบคล้ายกันกับผิวของกังหันต้นแบบ ดังรูปที่ 4.11



รูปที่ 4.11 แสดงรูปหลังการซ่อมผิวที่ขรุขระให้เรียบบริเวณขอบใบกังหันแก๊สแวนอร์คมี

ในบริเวณรอยปะสีแดงเป็นใบกังหันที่ได้รับการปรับปรุงและสมบูรณ์เหมาะที่จะนำไปสร้างเนื้อ (Solid) กังหันด้วยโปรแกรมวิศวกรรมย้อนรอยและโปรแกรมช่วยออกแบบ ดังรูปที่ 4.12



รูปที่ 4.12 แสดงผิวใบกังหันแก๊สแวนอร์คมีอย่างสมบูรณ์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เนื่องจากรูปแบบของโปรแกรมลักษณะนี้จะเน้นไปที่การสร้างแบบจำลองพื้นผิวที่สามารถปรับแต่งได้อย่างอิสระ โดยอ้างอิงข้อมูลพื้นฐานจากแบบจำลองโพลิกอน และใช้ความสามารถของกลุ่มคำสั่งด้าน CAD เพื่อปรับแต่งพื้นผิวให้มีรูปร่าง และขนาดตามต้องการ ซึ่งจะสังเกตได้จากโปรแกรมประเภทดังกล่าว จะมีกลุ่มคำสั่งการสร้างแบบจำลอง 3 มิติที่มีความสามารถในการเชื่อมโยงและปรับเปลี่ยนข้อมูลตามกัน (Parametric Function) เพิ่มขึ้นเข้ามา และสามารถนำกลุ่มคำสั่งนี้เข้ามาประยุกต์ใช้งานในขั้นตอนการปรับแต่งแบบจำลองโพลิกอนได้ ลักษณะเด่นอีกอย่างหนึ่งของโปรแกรมก็คือ พื้นผิวที่ถูกสร้างขึ้นจะเกิดจากการประมาณค่าของแบบจำลองโพลิกอนภายในขอบเขตที่ทำการพิจารณา ลักษณะเช่นนี้ทำให้พื้นผิวที่เกิดขึ้นมีความราบเรียบ สม่่าเสมอ และวางตัวเฉลี่ยไปบนแบบจำลองโพลิกอน โดยมีค่าความเบี่ยงเบนสูงสุดไม่เกินไปกว่าค่าที่กำหนดไว้ นอกจากนี้การทำงานยังสามารถดำเนินกลับไปมาระหว่างการตกแต่งโพลิกอน การสร้างแนวโครงสร้าง และการสร้างแบบจำลองพื้นผิวจากโครงสร้างได้ (ในกรณีที่นำกลุ่มคำสั่งด้าน CAD มาใช้งาน) ทำให้ความยืดหยุ่นในการทำงานค่อนข้างสูง



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 5

แบบจำลองของกังหันแก๊สแนวรัศมีขนาดเล็ก

5.1 บทนำ

ในบทนี้จะกล่าวถึงสมการและแบบจำลองที่เกี่ยวข้องกับการจำลองกังหันแก๊สแนวรัศมีขนาดเล็ก การ Validation กรณีการไหลภายในท่อแบบทรานโซนิค (Transonic Flow) และสุดท้ายทำความเข้าใจในการจำลองด้วยขนาดของกริดที่พอเหมาะสำหรับแบบจำลองนี้

5.2 ขอบเขตของการคำนวณ

กังหันแก๊สแนวรัศมีขนาดเล็ก (Small Radial Gas Turbine) เป็นเทคโนโลยี ซึ่งปัจจุบันนี้ได้รับความนิยมในกลุ่มกังหันแก๊สขนาดเล็กหรือบริษัทแคปสโตน (Capstone Company) พัฒนาขึ้น โดยมีจุดประสงค์เพื่อให้ชุมชนหรือชนบท ได้มีไฟฟ้าใช้ได้เอง โดยใช้วัสดุเชื้อเพลิงที่หลากหลาย ดังเช่น เชื้อเพลิงที่ได้จากไบโอแก๊ส เป็นต้น การที่มีการใช้เชื้อเพลิงที่หลากหลาย เป็นการใช้ทรัพยากรที่มีอยู่ตามชนบทให้เป็นประโยชน์อย่างที่สุด ส่งผลให้เป็นการประหยัดค่าใช้จ่ายได้ในเบื้องต้น ซึ่งข้อดีของกังหันแก๊สเทอร์ไบน์แนวรัศมีขนาดเล็กยังมีอีกหลายประการ ได้แก่ เป็นอุปกรณ์ผลิตไฟฟ้าที่มีมลพิษต่ำ ลดต้นทุนในการสร้างเนื่องจากมีขนาดเล็ก มีการซ่อมบำรุงต่ำ และมีความน่าเชื่อถือที่สูง

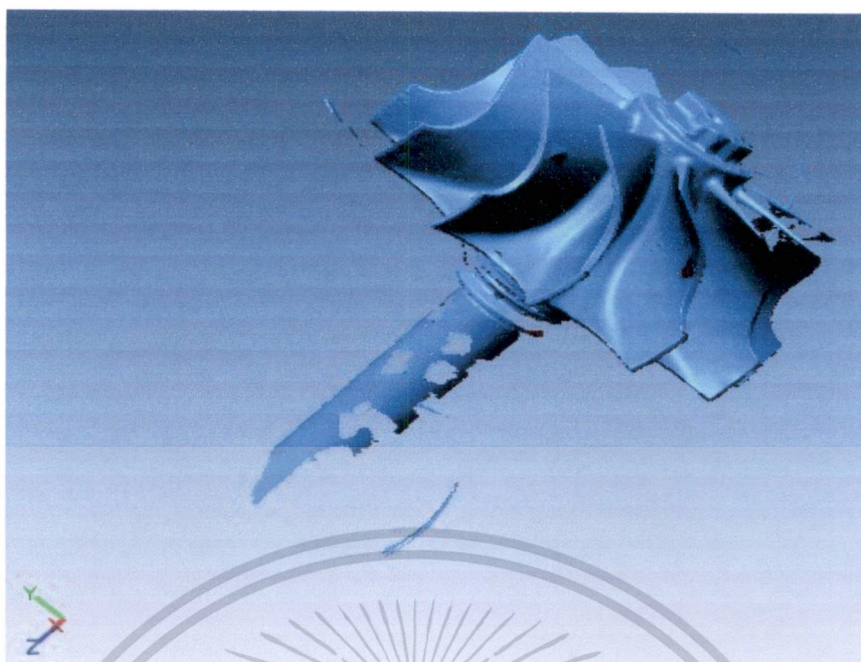
ไมโครเทอร์ไบน์ (MicroTurbine or MGT) โดยริเริ่มการพัฒนาขึ้นมาโดย Capstone Turbine Corporation [21] โดยมีชื่อว่า MicroTurbine ข้อดีที่สำคัญของ MicroTurbine คือต้นทุนในการผลิตต่ำ โดยองค์ประกอบภายใน MicroTurbine ของ Capstone ได้แก่ ช่องการไหลทางเข้า (Air Intake) เฟลาสร้างกำลัง (Generator Shaft) คอมเพรสเซอร์ (Air Compressor) แบร์ริงอากาศ (Air Bearing) กังหัน (Turbine) ห้องเผาไหม้ (Combustion Chamber) รีคูเพอเรเตอร์ (Recuperator) และช่องการไหลของไอเสีย (Exhaust Channel) ซึ่งปัจจุบันได้ทำเป็นเชิงพาณิชย์แล้ว อย่างไรก็ตาม ได้มีผู้สนใจทำการวิจัยและพัฒนาในแต่ละองค์ประกอบของ MicroTurbine

การสร้างระบบกังหันแก๊สขนาดเล็กให้มีประสิทธิภาพที่ดีนั้น ต้องเข้าใจในหลายกระบวนการทางฟิสิกส์และเคมีที่เกิดขึ้นภายในระบบไมโครเทอร์ไบน์ แบบจำลองเชิงตัวเลขเป็นเครื่องมือที่สำคัญในการเข้าใจ และตรวจสอบผลกระทบของการออกแบบต่าง ๆ และปัจจัยในการทำงานต่อสมรรถนะของระบบไมโครเทอร์ไบน์ แบบจำลองเชิงตัวเลขมีความสะดวกต่อการวิจัยและพัฒนา โดยลดการทำซ้ำและต้นทุนในการทดลองให้น้อยที่สุด พบว่ามีหลายงานวิจัยที่มีการวิจัยภายในส่วนต่างๆของไมโครเทอร์ไบน์ โดยใช้แบบจำลองเชิงตัวเลขเป็นเครื่องมือในการวิจัยและพัฒนา [5-12]

จากที่กล่าวมาข้างต้นนั้น งานวิจัยนี้จึงมีแนวคิดทำการจำลองกังหันแก๊สแนวรัศมีขนาดเล็ก Small Radial Gas Turbine ซึ่งในเบื้องต้นนั้นได้มีการคำนวณทางเทอร์โมไดนามิกส์จาก คุณ กิตติ ภาส และคณะ[18] ซึ่งจากการคำนวณนั้นคาดหวังให้มีความดันรวมและอุณหภูมิรวมที่ทางออก เท่ากับ 4 bar ที่ 1200 K (ที่ทางออกจากห้องเผาไหม้) โดยที่เงื่อนไขดังกล่าวจะทำให้ได้กำลังของ เพลากังหันแก๊สเท่ากับ 440 kW หรือต้องมีแรงบิดเท่ากับ 210.1 Nm จึงได้มีแนวคิดโดยนำกังหัน แก๊สจากเทอร์โบชาร์จเจอร์ รุ่น RHC9 มาเป็นกรณีศึกษาในเบื้องต้น จากนั้นได้นำกังหันจริงไป สแกนและได้เข้าสู่กระบวนการทางวิศวกรรมย้อนรอยดังที่ได้กล่าวไว้ในบทที่ 4 เมื่อได้ปรับปรุงผิว ของกังหันอย่างสมบูรณ์ ดังรูปที่ 5.1 จากนั้นทำการสร้างกังหันให้มีเนื้อ (Solid) ขึ้นมา ดังรูปที่ 5.2

โดยหลังจากที่ได้ผ่านกระบวนการทางวิศวกรรมย้อนรอยก็ได้ศึกษาเกี่ยวกับองค์ประกอบของ กังหัน ดังรูปที่ 5.3-5.4 จากนั้นได้สร้างโครงเรือนรวมไปถึงช่องทางไหลเข้าและออกของกังหัน แก๊สโดยที่ช่องทางไหลทางเข้าและทางออกได้มีการออกแบบให้มีลักษณะดังรูปที่ 5.5 เพื่อให้ สอดคล้องกับการไหลเข้า-ออกของกังหันแนวรัศมี เมื่อสร้างโครงเรือนกังหันขึ้นมาแล้วทำการ ประกอบเข้ากันระหว่างใบกังหันและ โครงเรือนกังหันเข้าด้วยกัน จากรูปที่ 5.6 ได้มีการแสดงถึง ภาพตัดในระนาบ x-z เพื่อดูรายละเอียดเกี่ยวกับขนาดต่างๆของใบกังหันและ โครงเรือนของกังหัน แนวรัศมีขนาดเล็กดังรูปที่ 5.7 หลังจากที่ได้ทำการประกอบเข้าด้วยกันจะได้รูปทรงกังหันแก๊ส ขนาดเล็กแบบ 3 มิติ ดังรูปที่ 5.8 จากนั้นทำการขยายสเกลขนาดกังหันสำหรับผลิตกำลังไฟฟ้า 200 kW ในเบื้องต้นได้ใช้วิธีการวิเคราะห์เชิงมิติทำการขยายขนาดกังหันดังหัวข้อที่ 5.3 จนได้ขนาด กังหันเท่ากับ 196 mm ดังรูปที่ 5.9 สุดท้ายได้รวบรวมขนาดของกังหันไว้ในตารางที่ 5.1

การกำหนดเงื่อนไขขอบเขตในแต่ละโดเมน ซึ่งในการวิจัยเบื้องต้นของการจำลองนี้ไม่ พิจารณาถึงการแผ่รังสีและไม่คิดอิทธิพลของแรงโน้มถ่วง การจำลองเชิงตัวเลขนี้ได้ใช้โปรแกรม พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ ANSYS CFX 12.0 เพื่อจำลองพฤติกรรมที่เกิดขึ้นภายใต้การทำงาน ที่สภาวะคงตัว พิจารณาถึงลักษณะปรากฏการณ์ของความเร็วแก๊สที่ไหลเข้าไปกังหัน สนาม ความเร็ว การกระจายความดันและการกระจายอุณหภูมิที่ไหลภายในช่องทางไหลจนถึงทางออก ของกังหัน การขยายขนาดกังหันเพื่อให้ได้กำลังตามเงื่อนไขข้างต้น และการสูญเสียพลังงาน เนื่องจากการไหลภายในกังหันแก๊ส

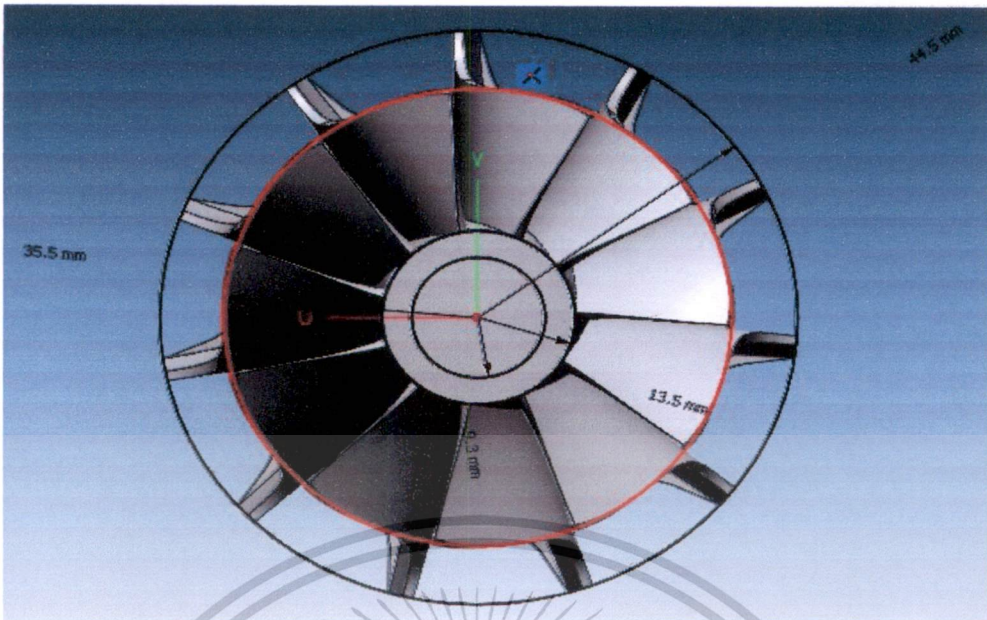


รูปที่ 5.1 ผิวกึ่งหันแนวรัศมีของเทอร์โบชาร์จเจอร์ รุ่น RHC9

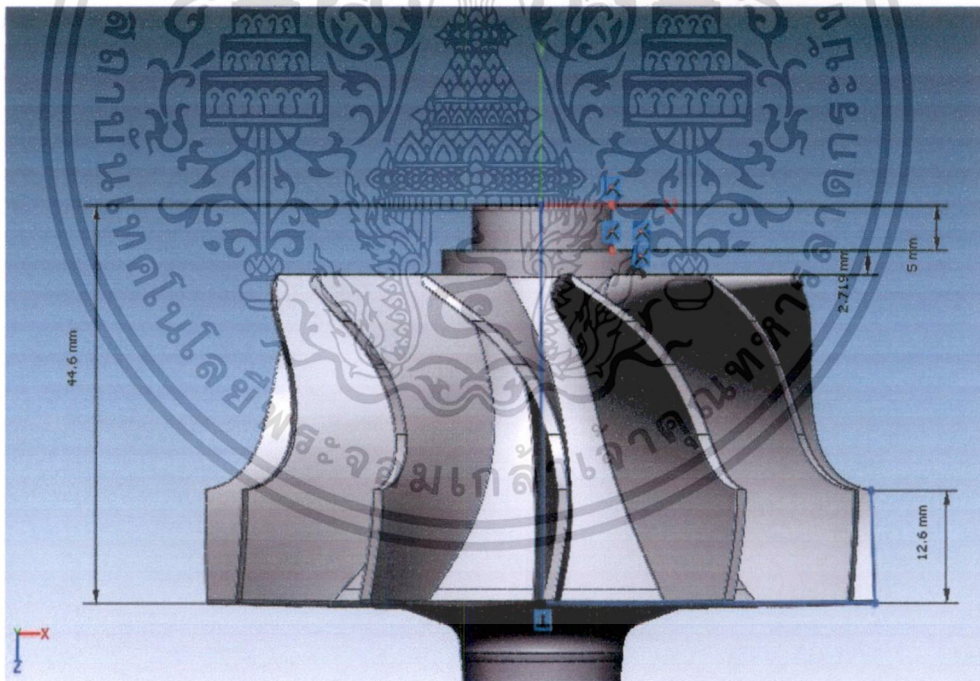


รูปที่ 5.2 ปริมาตรกึ่งหันแนวรัศมีขนาด 89 mm
ของเทอร์โบชาร์จเจอร์รุ่น RHC9

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

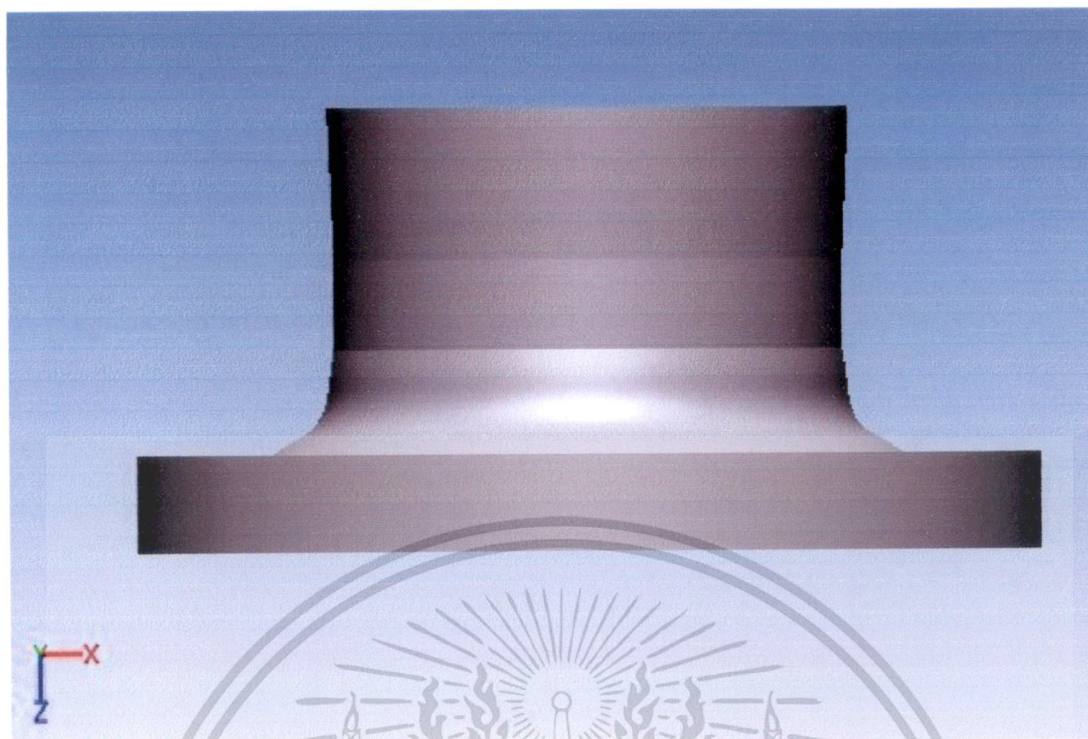


รูปที่ 5.3 มุมมองด้านบนในระนาบ x-y ของกังหันขนาด 89 mm และการบอกขนาดในหน่วยมิลลิเมตร

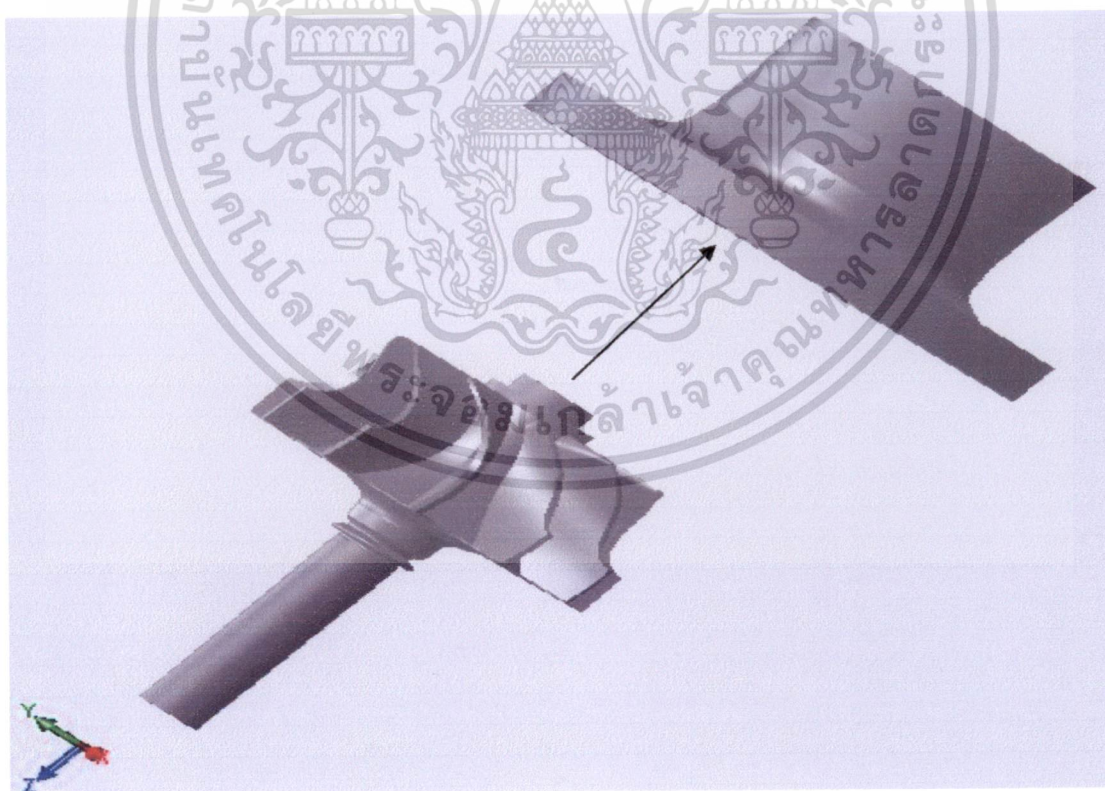


รูปที่ 5.4 มุมมองด้านข้างในระนาบ x-z ของกังหันและการบอกขนาดในหน่วยมิลลิเมตร

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

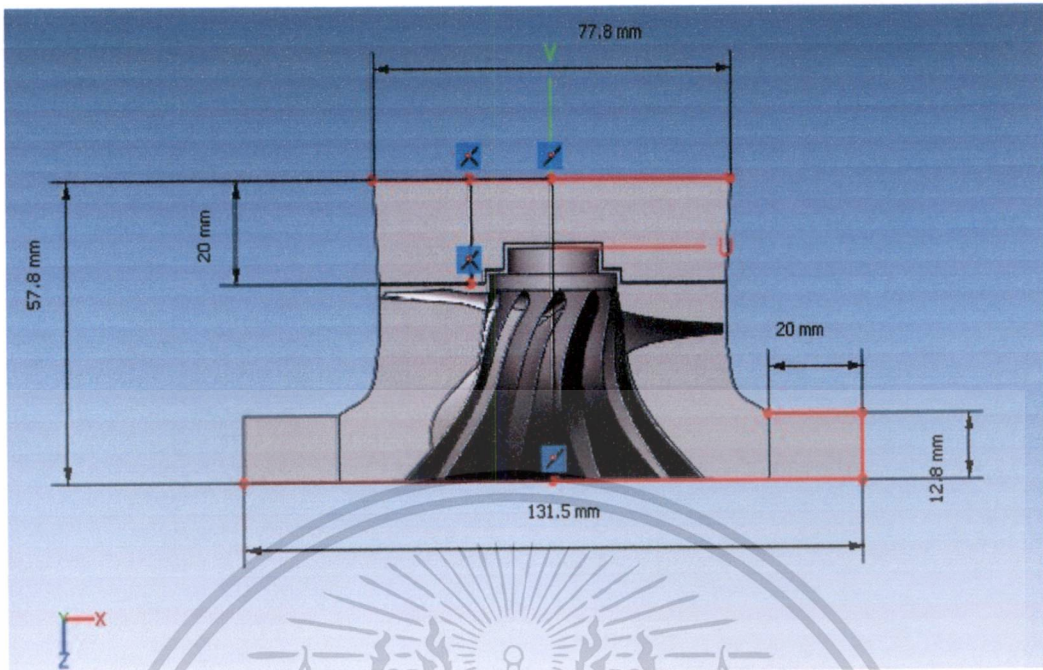


รูปที่ 5.5 เรือนกังหัน (Turbine Housing) ในมุมมองด้านข้างของระนาบ x-z

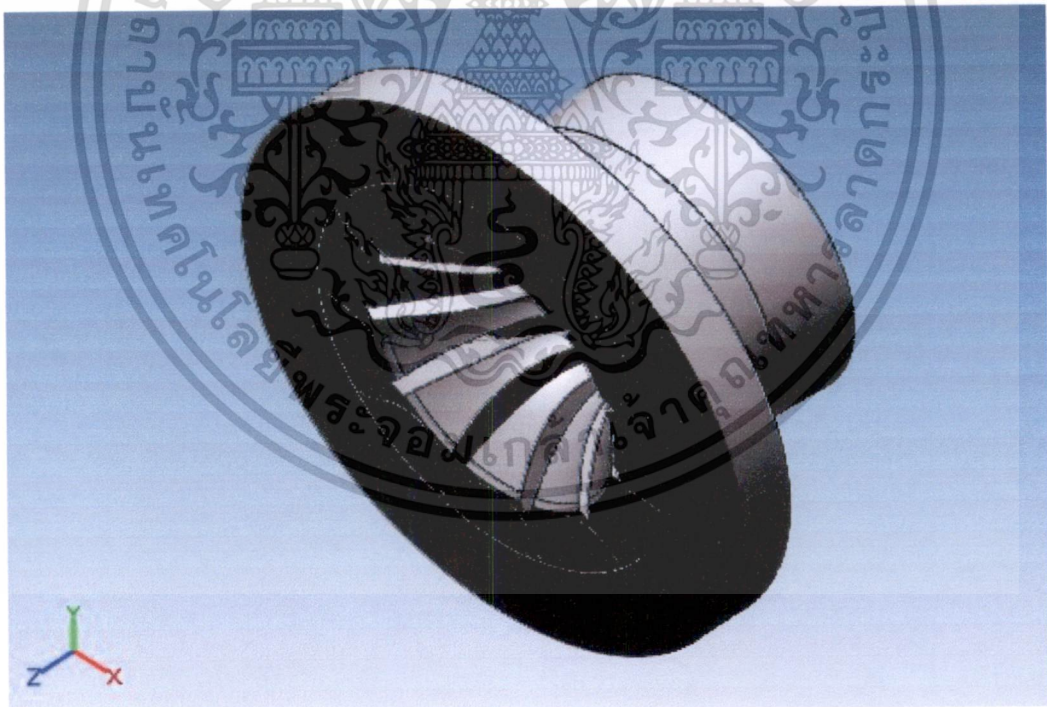


รูปที่ 5.6 การประกอบระหว่างเรือนกังหันและกังหัน (Assembly)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.7 ภาพตัดในระนาบ $x-z$ และการบอกขนาดในหน่วยมิลลิเมตร



รูปที่ 5.8 กังหันแก๊ส (Gas Turbine) แนวรัศมีในมุมมอง 3 มิติ

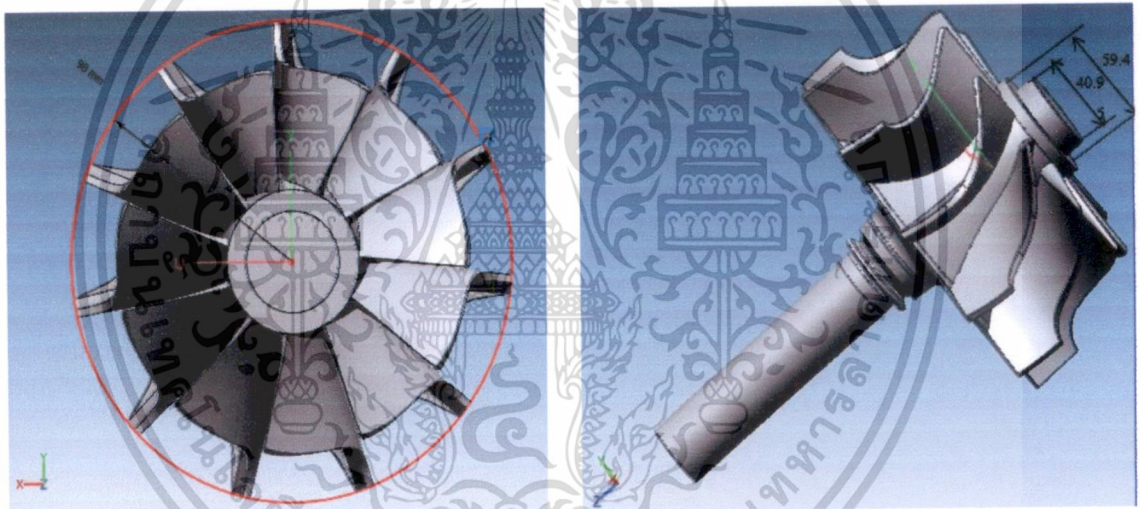
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.3 การคำนวณขนาดกังหันเพื่อผลิตกำลังไฟฟ้า 200 kW

แสดงวิธีการคำนวณเพื่อให้ได้ขนาดของกังหันที่สามารถผลิตกำลัง 200 kW ตามเป้าหมาย [18] เมื่อ P_{model} เท่ากับ 440 kW หรือมี T_{model} เท่ากับ 210.1 Nm และที่ขนาดกังหัน $d_{prototype}$ เท่ากับ 89 mm, $T_{prototype}$ เท่ากับ 20.1 Nm เมื่อกังหันมีความเร็วรอบเท่ากับ 20000 rpm หรือมีความเร็วเชิงมุม ω เท่ากับ 2094.4 rad/s จากสมการที่ 3.58 ในบทที่ 3 จะได้

$$d_{model} = \left(\frac{210.1Nm}{20.1Nm} \times (89mm)^3 \right)^{\frac{1}{3}} \approx 196mm$$

ซึ่งได้ขนาดกังหัน d_{model} เท่ากับ 196 mm มีแรงบิด (T) เท่ากับ 206 Nm เป็นผลลัพธ์ที่ได้จากการจำลองด้วยโปรแกรม CFD_CFX และจากสมการที่ 3.8 จะได้กำลังกังหันเท่ากับ 432 kW ซึ่งเป็นการขยายขนาดกังหันต้นแบบเท่ากับ 2.2 เท่า



รูปที่ 5.9 กังหันแก๊สขนาด 196 mm กังหันบอขนาดในหน่วยมิลลิเมตรและมุมมองต่างๆ

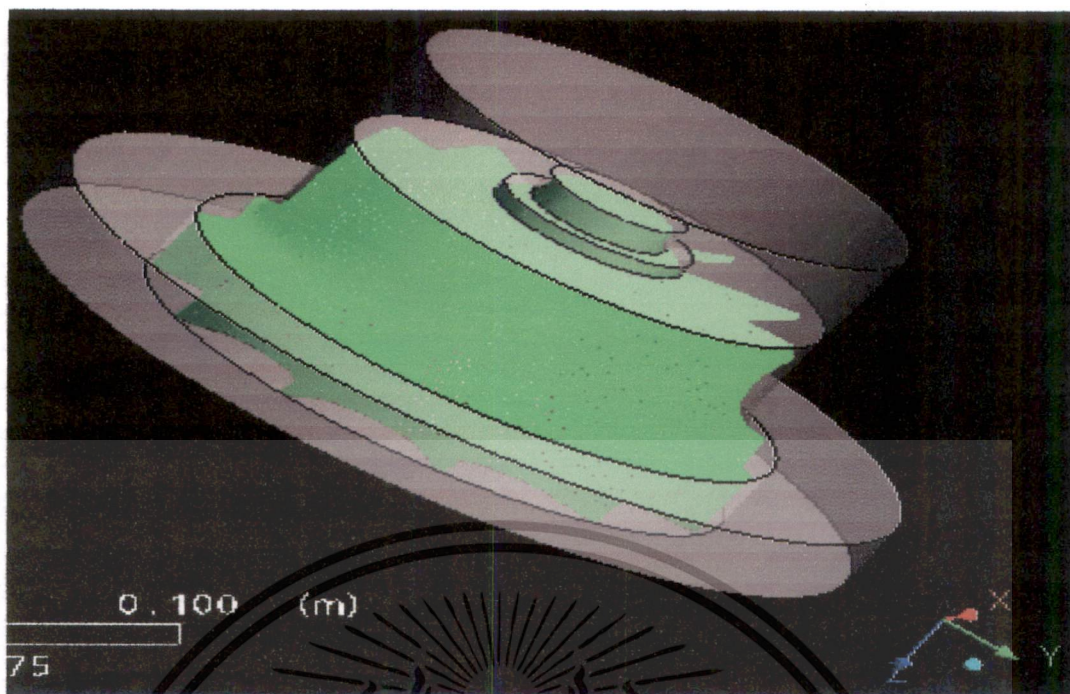
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 5.1 ขนาดกังหัน

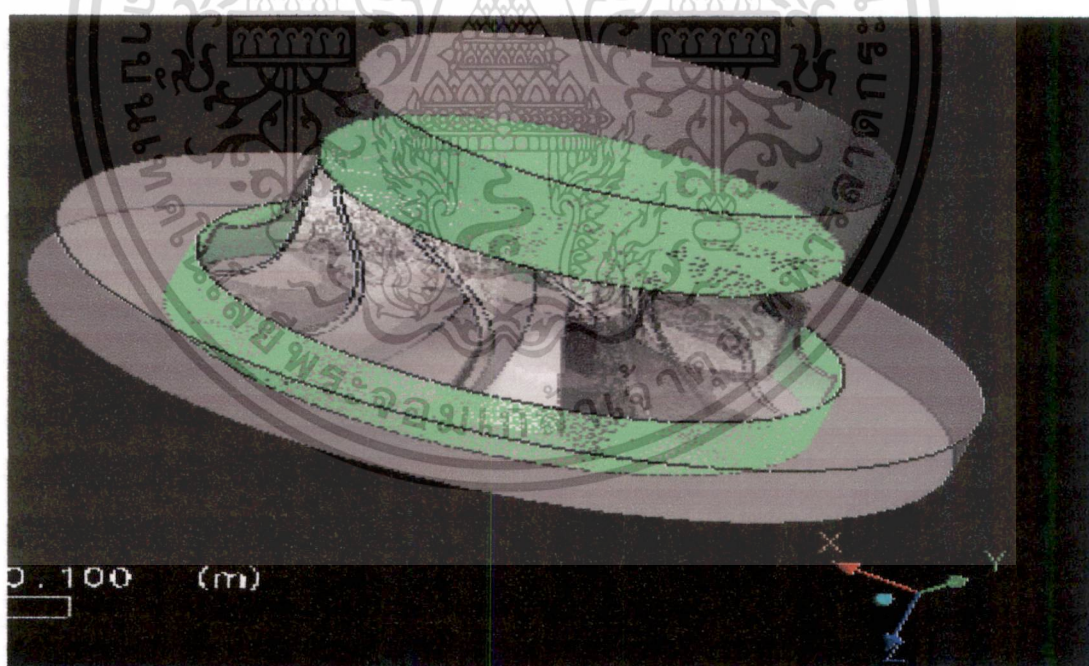
ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางทางเข้า,mm	89	196
ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางทางออก,mm	71	156.3
ขนาดคุม,mm	27 และ 18.6	59.4 และ 40.9
ความสูงกังหัน,mm	44.6	98.2
ความสูงของคุม,mm	5 และ 2.7	11 และ 13.2
ความสูงใบกังหันทางเข้า,mm	12.6	27.7
ความหนาใบกังหัน,mm	1.5	3.2
มุมใบกังหันทางเข้า,Deg	87	
มุมใบกังหันทางออก,Deg	44	
จำนวนใบกังหัน,(ใบ)	11	

การศึกษางานวิจัยนี้ ได้มีการกำหนดขอบเขตของการคำนวณเป็นแบบ 3 มิติ ซึ่งจะมีการกำหนดขอบเขตของการคำนวณ โดเมนที่หยุดนิ่งและเคลื่อนที่ของกังหันแก๊สแนวรัศมีขนาดเล็ก ดังรูปที่ 5.10 เป็นการกำหนดถึง โดเมนเคลื่อนที่ (สีเขียว) ของกังหัน และโดเมนที่เป็นสี่เหลี่ยมทั้งหมด กำหนดให้เป็นโดเมนที่หยุดนิ่งซึ่งได้แก่ โครงเรือน ช่องการไหลเข้าและออกของกังหันแก๊สแนวรัศมี ซึ่งในช่องการไหลทางเข้านั้น ไม่ได้มีแผ่นบังคับทิศทางแก๊ส (Inlet Guide Vane) ก่อนเข้าช่องการไหลของใบกังหันแต่จะกำหนดทิศทางด้วยมุม เสมือนว่ามีการไหลของแก๊สออกจากแผ่นบังคับทิศทางด้วยทิศทางมุมต่างๆ ดังรูปที่ 5.13 และในตารางที่ 5.2 ต่อมาเป็นการกำหนดขอบเขตของผิวสัมผัสระหว่างโดเมนที่หยุดนิ่งไปสู่โดเมนที่เคลื่อนที่ (Fluid-Fluid Interface) และจากผิวสัมผัสระหว่างโดเมนที่เคลื่อนที่ไปสู่โดเมนที่หยุดนิ่ง ที่ได้ระบุบริเวณพื้นที่สีเขียวดังรูปที่ 5.11 ในเบื้องต้นได้กำหนดให้สารทำงานเป็นแก๊สอุดมคติ (อากาศ) โดยได้กำหนดบริเวณทางเข้าและทางออกของแก๊สเป็นไปดังรูปที่ 5.12 ซึ่งการศึกษานี้ทำการจำลองถึงการทำงานของกังหันแก๊สแนวรัศมีขนาดเล็กมีการทำงานภายใต้สภาวะคงตัว และมีเงื่อนไขสภาวะการทำงานอื่นๆ เป็นไปดังตารางที่ 5.2 ซึ่งคุณสมบัติของแก๊สได้มาจาก K. Kadoya และคณะ[20]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

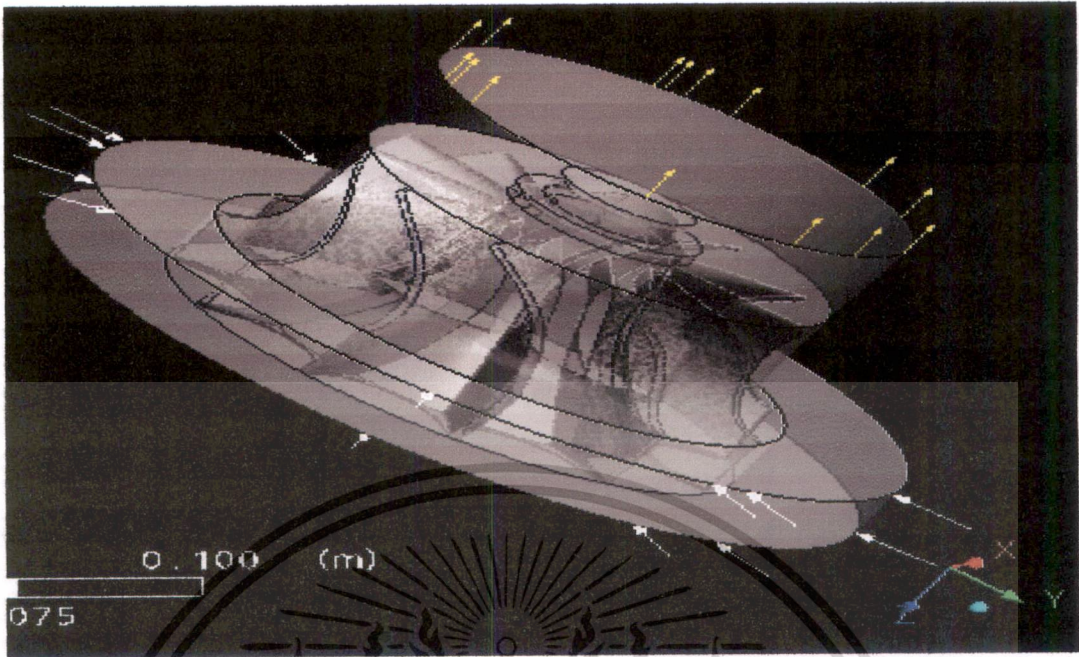


รูปที่ 5.10 การกำหนดโดเมนที่เคลื่อนที่ของใบกังหัน (Rotating Frame)



รูปที่ 5.11 การกำหนดผิวสัมผัสระหว่างผิวที่หยุดนิ่งกับผิวที่เคลื่อนที่
ของกังหัน (Fluid-Fluid Interface)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.12 ขอบเขตการคำนวณของกังหันแวนอร์คิมิ (ทางเข้า-ทางออก)



รูปที่ 5.13 การปรับเปลี่ยนมุมแก๊สไหลเข้ากังหันแก๊สแวนอร์คิมิ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 5.2 สภาวะการทำงานและคุณสมบัติของแก๊ส

ความดันแก๊สทางเข้าและทางออก	4 bar และ 1 atm
อุณหภูมิแก๊สทางเข้าและทางออก,K	1200 และ 914
มุมไหลเข้าของแก๊ส, Deg	5-60
อัตราส่วนความร้อนจำเพาะแก๊ส,(k)	1.323
ค่าความจุความร้อนแก๊ส $c_p, J kg^{-1} K^{-1}$	1174.6
ค่าความหนืดแก๊ส ($10^{-6} Pa \cdot s$)	48.9
ค่าการนำความร้อนของแก๊ส ($10^{-3} W m^{-1} k^{-1}$)	77.9
ความเร็วรอบของกังหันคงที่ (rpm)	20000
อากาศเป็นของไหลอัดตัวได้	แก๊สอุดมคติ
กังหันหมุนทิศทาง	ทวนเข็มนาฬิกา
ค่าความผิดพลาดในการรู้เข้าของคำตอบ	0.00001

5.4 สมการควบคุมการเคลื่อนย้าย

สมการควบคุมที่แสดงนี้เป็นแบบจำลองสามมิติ สำหรับการทำงานที่สภาวะคงตัว การไหลแบบเทอร์บีเวนที่อัดตัวได้ พฤติกรรมของแก๊สเป็นแบบแก๊สอุดมคติ

5.4.1 สมการอนุรักษ์มวล

สมการอนุรักษ์มวลระบบ 3 มิติ มีแก๊สไหลภายในกังหันแก๊สและช่องการไหลแสดงได้ดังนี้

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

หรือ

$$\nabla \cdot (\rho \vec{U}) = 0 \quad (5.1)$$

เมื่อ ρ คือความหนาแน่นของแก๊ส, u คือความเร็วของแก๊สในทิศทาง x , v คือความเร็วของแก๊สในทิศทาง y และ w คือความเร็วของแก๊สในทิศทาง z ตามลำดับ

5.4.2 สมการอนุรักษ์โมเมนตัม

สมการอนุรักษ์โมเมนตัมระบบ 3 มิติ สำหรับการไหลของแก๊สภายในกังหันแก๊สและช่องการไหลแสดงได้ดังนี้

$$\nabla \cdot (\rho \bar{U} \otimes \bar{U}) = -\nabla p' + \nabla \cdot (\mu_{\text{eff}} (\nabla \bar{U} + (\nabla \bar{U})^T)) \quad (5.2)$$

เมื่อ ρ คือความหนาแน่นของแก๊ส, \bar{U} เป็นเวกเตอร์ความเร็วของแก๊สในทิศทาง x,y และ z, p' เป็นความดันสถิตย์ที่ปรับปรุงใหม่ของแก๊ส, p คือความดันสถิตย์, k คือพลังงานจลน์ปั่นป่วนต่อหนึ่งหน่วยมวล, τ คือ stress tensor, μ_{eff} คือความหนืด Effective โดยพิจารณาความหนืดไดนามิกกับความหนืดปั่นป่วน, δ คือ Kronecker Delta function, $\nabla \cdot (\rho \bar{U} \otimes \bar{U})$ คือ Dyadic operator ซึ่งสามารถแสดงได้ดังนี้

$$\nabla \cdot (\rho \bar{U} \otimes \bar{U}) = \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x}(\rho uu) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho vu) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho wu) \\ \frac{\partial}{\partial x}(\rho uv) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho vv) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho vw) \\ \frac{\partial}{\partial x}(\rho uw) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho vw) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho ww) \end{bmatrix} \quad (5.3)$$

เมื่อ

$$p' = p + \frac{2}{3} \rho k + \frac{2}{3} \mu_t \nabla \cdot \bar{U}$$

$$\tau = \mu \left(\nabla \bar{U} + (\nabla \bar{U})^T - \frac{2}{3} \delta \nabla \cdot \bar{U} \right)$$

$$\mu_{\text{eff}} = \mu + \mu_t$$

และ

$$\mu_t = C_{\mu \text{RNG}} \rho \frac{k^2}{\varepsilon}$$

โดยที่ $C_{\mu \text{RNG}}$ เป็นค่าคงที่เท่ากับ 0.085 ส่วนค่า ε ได้มาจากสมการ Differential Transport

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.4.3 สมการอนุรักษ์พลังงาน

$$\nabla \cdot (\rho \bar{U} h_{tot}) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + \nabla \cdot (\bar{U} \cdot \tau) \quad (5.3.1)$$

เมื่อ $h_{tot} = h + \frac{1}{2} \bar{U}^2$

เมื่อ h_{tot} คือเอนทาลปีรวม, h คือเอนทาลปีสถิตย์, λ คือค่าการนำความร้อน, $\bar{U} \cdot \tau$ เป็นงานเนื่องจาก Viscous Stress หรือเรียกว่าเทอม Viscous Work และ \bar{U} คือเวกเตอร์ความเร็วสัมบูรณ์หรือความเร็วในบริเวณ Stationary Frame

5.5 พลังงานจลน์แบบปั่นป่วน, k

$$\nabla \cdot (\rho \bar{U} k) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{kRNG}} \right) \nabla k \right] + P_k - \rho \varepsilon \quad (5.4)$$

5.5.1 อัตราการสูญเสีย, ε

$$\nabla \cdot (\rho \bar{U} \varepsilon) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\varepsilon RNG}} \right) \nabla \varepsilon \right] + C_{\varepsilon 1 RNG} \frac{\varepsilon}{k} P_k - C_{\varepsilon 2 RNG} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (5.5)$$

เมื่อ $C_{\varepsilon 1 RNG} = 1.42 - f_n$

$$f_n = \frac{\eta \left(1 - \frac{\eta}{4.38} \right)}{(1 + \beta_{RNG} \eta^3)}$$

และ

$$\eta = \sqrt{\frac{P_k}{\rho C_{\mu RNG} \varepsilon}}$$

เมื่อ $C_{\varepsilon 2 RNG} = 1.68, C_{\mu RNG} = 0.085, \beta_{RNG} = 0.012, \sigma_{kRNG} = 0.7179, \sigma_{\varepsilon RNG} = 0.7179$

5.5.2 อัตราการก่อกำเนิดพลังงานจลน์เทอร์บีวเลนซ์

$$P_k = \mu_t \nabla \bar{U} \cdot (\nabla \bar{U} + \nabla \bar{U}^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot \bar{U} (3 \mu_t \nabla \cdot \bar{U} + \rho k) \quad (5.6)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สำหรับการไหลแบบอัดตัวไม่ได้ เทอมของ $\nabla \cdot \bar{U}$ จะมีค่าที่เล็กน้อยเมื่อเทียบกับเทอมอื่นๆ ในสมการ 5.6 และเทอมขวามือไม่มีส่วนต่อการก่อกำเนิดขึ้นมาของพลังงานจลน์แบบเทอร์บิวเลนซ์ สำหรับการไหลแบบอัดตัวได้ เทอมของ $\nabla \cdot \bar{U}$ จะมากในบริเวณที่มีความแตกต่างของความเร็วสูง ดังเช่นเกิดภาวะ Shock เป็นต้น

ในเทอม 3μ อยู่บนพื้นฐานของ Frozen Stress ซึ่งเป็นการป้องกันค่า k และ \mathcal{E} เพิ่มขึ้นจนเกิดภาวะ Shock [17]

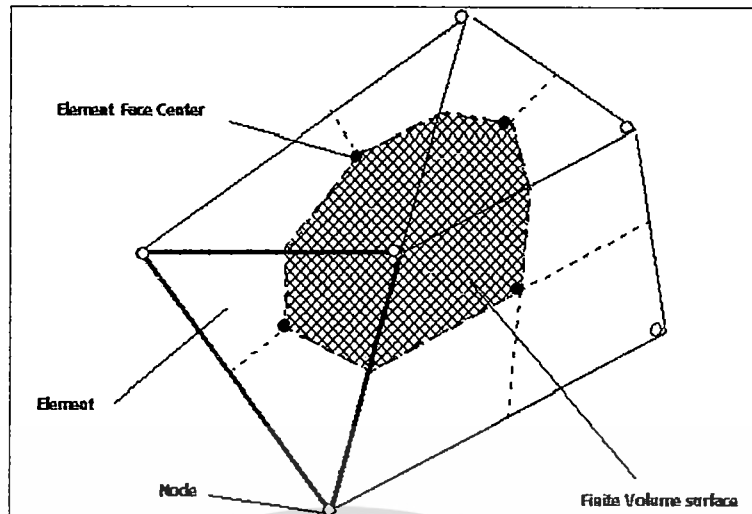
5.6 วิธีการแปลงรูปสมการ

ระเบียบวิธีเชิงตัวเลขถูกใช้เพื่อแก้หาคำตอบจากสมการควบคุมได้อธิบายดังนี้ วิธีการในงานวิจัยนี้เป็นระเบียบวิธีปริมาตรสืบเนื่อง Finite Volume Method (FVM) ซึ่งเป็นเทคนิคการหาคำตอบเชิงตัวเลขของพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ CFD นั้นเป็นการประมาณผลของคำตอบของปัญหาทางฟิสิกส์ โดยอินทิเกรตสมการควบคุมทั่วทั้งปริมาตรควบคุมในขอบเขตของการแปลงรูปเพื่อสร้างชุดของสมการพีชคณิตของการแปลงรูป ระเบียบวิธีปริมาตรสืบเนื่องมีข้อดีด้วยความมั่นใจได้ว่าแต่ละรูปแบบของการแปลงรูปรักษาไว้ซึ่งคุณสมบัติอนุรักษ์ของสมการอนุพันธ์ควบคุมสำหรับแต่ละการคำนวณของเซลล์และสำหรับขอบเขตการคำนวณทั้งหมด

ขั้นตอนของการแปลงสมการควบคุมต่อเนื่องไปเป็นสมการพีชคณิตของช่องว่างของกริดเป็นที่รู้จักคือการแปลงรูปสมการ เพื่อที่จะแสดงตัวอย่างว่าทำได้อย่างไร มาลองพิจารณาขอบเขตของการคำนวณเช่นในรูปที่ 5.14 แสดงพื้นผิวปริมาตรควบคุม ซึ่งอันดับแรกสมการควบคุมที่เกี่ยวข้องถูกอินทิเกรตทั่วทั้งปริมาตรควบคุมด้วยวิธี Discretization เชิงตัวเลข วิธีการวิเคราะห์แก๊สปัญหาของสมการ Navier-Stokes สำหรับการไหลอย่างง่ายภายใต้เงื่อนไขทางอุณหพลศาสตร์นำไปสู่วิธีการแก๊สสำหรับการไหลจริง ซึ่งวิธีการเชิงตัวเลขจะถูกนำมาใช้ โดยสมการจะถูกแทนที่ด้วยพีชคณิตซึ่งอาจจะแก้ไขโดยใช้วิธีเชิงตัวเลข สมการควบคุมของ Discretization

วิธีการที่กล่าวถึงต่อไปนี้จะเกี่ยวข้องกับการ Discretizing โดเมนเชิงพื้นที่ในปริมาตรควบคุมอย่างจำกัดโดยใช้เมช สมการควบคุมคือการอินทิเกรตในแต่ละปริมาตรควบคุมของปริมาณที่เกี่ยวข้อง เช่น มวล โมเมนตัม และพลังงาน เป็นต้น

ผังรูปที่ 5.14 นี้เป็นการแสดงเมชความลึกหนึ่งหน่วย (เป็น 2 มิติ) โดยผิวของปริมาตรควบคุมจะแสดงในพื้นที่แรเงาไว้



รูปที่ 5.14 พื้นผิวปริมาตรควบคุม

แน่นอนว่าในแต่ละโหนดจะถูกล้อมรอบด้วยการกำหนด (Set) พื้นผิวที่ล้อมรอบปริมาตรควบคุม ซึ่งการแก้ปัญหาตัวแปรทั้งหมดและคุณสมบัติของไหลจะอยู่ที่ Element Node

พิจารณาสมการอนุรักษ์มวลและโมเมนตัม ซึ่งแสดงได้ในพิกัดคาร์ทีเซียน (Cartesian coordinate) ดังนี้

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) = 0 \quad (5.7)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v u) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu_{eff} \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right) \quad (5.8)$$

ทำการอินทิเกรตสมการทั่วทั้งปริมาตรควบคุมและใช้ทฤษฎี Gauss' Divergence ประยุกต์นำไปสู่การแปลงการอินทิเกรตปริมาตร ไปสู่การอินทิเกรตพื้นผิว ถ้าปริมาตรควบคุมไม่มีการเปลี่ยนแปลงรูปร่างต่อเวลาอนุพันธ์ของเวลาสามารถย้ายออกมาภายนอกของอินทิเกรตปริมาตร ดังนี้

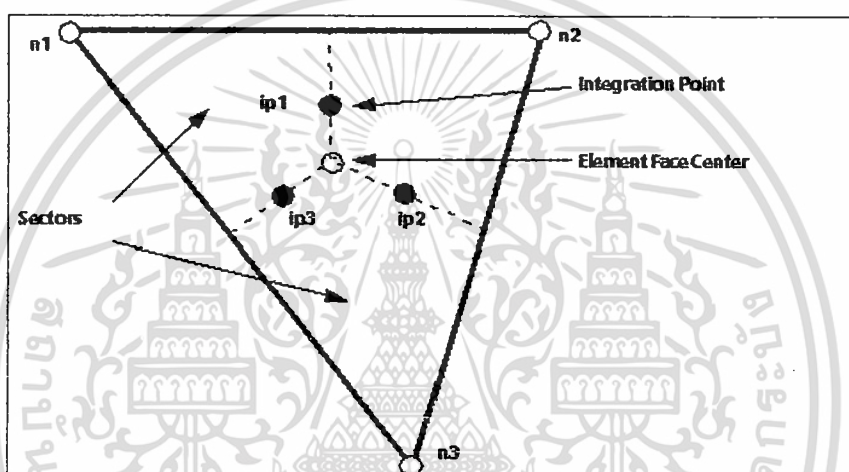
$$\frac{d}{dt} \int_V \rho dV + \int_S \rho U_j dn_j = 0 \quad (5.9)$$

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho U_i dV + \int_S \rho U_j U_i dn_j = - \int_S P dn_j + \int_S \mu_{eff} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) dn_j + \int_V S_{U_i} dV \quad (5.10)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อ V และ S คือปริมาตรที่เป็นปริมาตรและพื้นผิวของการอินทิเกรต และ dn_j คือ Differential Cartesian Components ของ Normal Surface Vector ที่อยู่ด้านนอก การอินทิเกรตปริมาตรแสดงถึงเทอมของ Source หรือเทอมของการสะสม (Accumulation Term) และการอินทิเกรตพื้นผิวแสดงถึงผลรวมของ Fluxes จากการแปลงสมการเหล่านี้มาโดยรอบปริมาตรควบคุม

ซึ่งขั้นตอนแรกในการแก้ปัญหาคงตัวเลขของสมการ Exact Differential Equation คือการสร้าง Coupled System ของสมการ Linearized Algebraic นี้คือการแปลงของแต่ละเทอมไปสู่รูปแบบ Discrete โดยพิจารณาสำหรับตัวอย่างของ Isolated Mesh Element ดังรูปที่ 5.15



รูปที่ 5.15 Isolated Mesh Element

เทอมของปริมาตร(คือ Source หรือ Accumulation) คือการแปลงรูปแบบ Discrete โดยการประมาณค่าเฉพาะ (Approximating Specific Value) ในแต่ละส่วนและทำการอินทิเกรตค่าเหล่านั้นในทุกส่วนนำไปสู่ปริมาตรควบคุม (Control Volume) เทอมของการพาผ่านพื้นผิวคือการแปลงรูปแบบ Discret โดยการประมาณค่า Fluxes ที่จุดของการอินทิเกรต ซึ่งก็คือตำแหน่งศูนย์กลางของแต่ละส่วนของพื้นผิวล้อมรอบด้วยอิลิเมนต์ 3 มิติ (3D Element) ของปริมาตรควบคุม โดยประเมินค่าการพาโดยอินทิเกรต Fluxes ทั่วทั้งพื้นผิวไปสู่ปริมาตรควบคุม อย่างไรก็ตามถ้ามีการประมาณแบบ High-order ก็จะทำให้มีภาระในการคำนวณที่มากกว่าการประมาณค่าแบบ Low-Order รูปแบบ Discrete ของการอินทิกรัลสมการ จะได้

$$V \left(\frac{\rho - \rho^o}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} \dot{m}_{ip} = 0 \quad (5.11)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$V \left(\frac{\rho U_i - \rho^o U_i^o}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} \dot{m}_{ip} (U_i)_{ip} = \sum_{ip} (P \Delta n_i) + \sum_{ip} \left(\mu_{eff} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \Delta n_j \right) + \overline{S_{U_i}} V \quad (5.12)$$

เมื่อ V คือปริมาตรควบคุม, Δt คือ Timestep, Δn_j คือ การ Discrete เวกเตอร์ที่พุ่งออกจากพื้นผิว ส่วนตัวห้อย ip คือการประเมินค่าที่จุดการอินทิเกรตและ Σ คือผลรวมของจุดการอินทิเกรตทั้งหมดของปริมาตรควบคุม และสัญลักษณ์ o อ้างอิงถึงระดับ Old Time ซึ่งการไหลของมวลแบบ Discrete ผ่านพื้นผิวของปริมาตรควบคุมมีสัญลักษณ์คือ \dot{m}_{ip} โดยที่มีค่าเท่ากับ

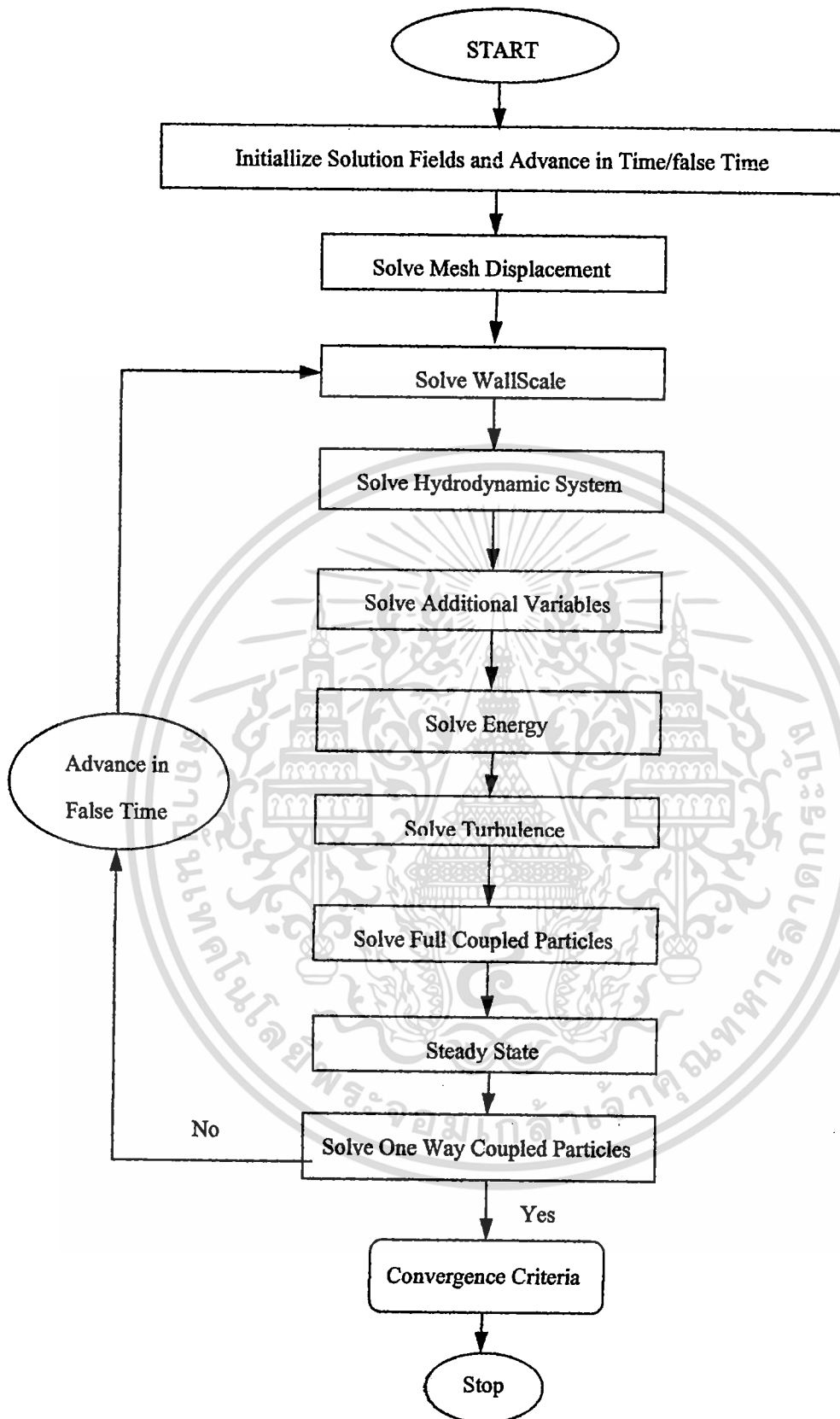
$$\dot{m}_{ip} = (\rho U_j \Delta n_j)_{ip} \quad (5.13)$$

5.7 ระเบียบวิธีการแก้สมการ

ระเบียบวิธีการแก้สมการใช้วิธีแบ่งแยกการแก้ปัญหา เริ่มต้นแก้ปัญหาด้วยสมการโมเมนตัมโดยใช้การสุ่มความดัน (Guessed Pressure) และสมการสำหรับการแก้ไขความดัน (Pressure Correction) เนื่องจาก 'Guess and Correct' ของระบบเชิงเส้นจำนวนมากจะต้องมีการทำซ้ำจึงจำเป็นต้องเลือก Relaxation Parameter ให้กับตัวแปรอย่างมีเหตุผล ANSYS CFX ใช้วิธีแก้ปัญหาแบบควบคู่ (Coupled Solver) ซึ่งเป็นวิธีการแก้ปัญหาด้วยสมการ Hydrodynamic (สำหรับ u, v, w, p) แบบ Single System

ในสมการ 5.9 และ 5.10 แสดงชุดของสมการพีชคณิตที่แปลงรูปสำหรับค่าตัวแปรทั้งหมดโดยสนใจ คำตอบของความเร็วที่หาได้ยากเนื่องจากการไม่เป็นเชิงเส้นในสมการโมเมนตัม ขั้นตอนการคำนวณแบบ Single System ถูกประยุกต์ใช้เพื่อเชื่อมต่อกำตอบของความดันเข้ากับสนามความเร็วโดยสมการความต่อเนื่อง ระบบของสมการถูกแก้เพื่อหาคำตอบ โดยการซ้ำตามขั้นตอนของวิธีเชิงตัวเลข จนกระทั่งเข้าสู่คำตอบ

ขั้นตอนของการคำนวณแบบจำลองในโปรแกรม ANSYS CFX 12.0 [19] การคำนวณโดยเริ่มต้น ค่าเริ่มต้นถูกเดาสำหรับสนาม ความดัน ความเร็ว การหาคำตอบของโปรแกรม ANSYS CFX 12.0 เป็นการซ้ำเพื่อแก้สมการควบคุม โดยระเบียบวิธีปริมาตรสืบเนื่อง โครงสร้างของการซ้ำสามารถอธิบายโดยเป็นขั้นตอนดังแสดงในรูปที่ 5.16



รูปที่ 5.16 แผนผังลำดับขั้นตอนการคำนวณ [17]

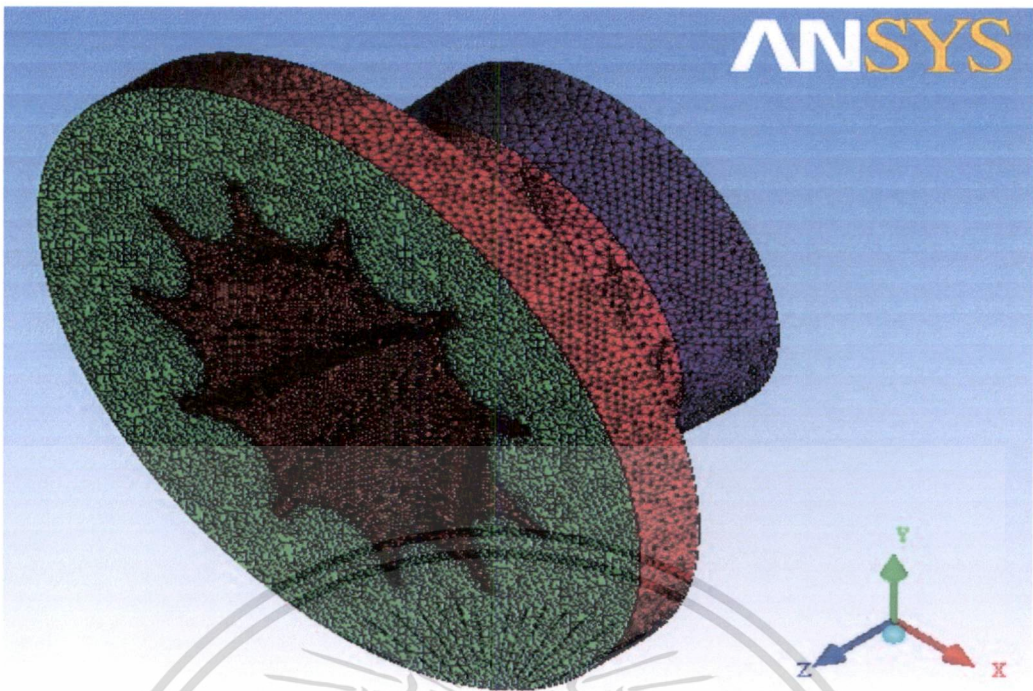
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.7.1 เกณฑ์การรู้เข้าของคำตอบ

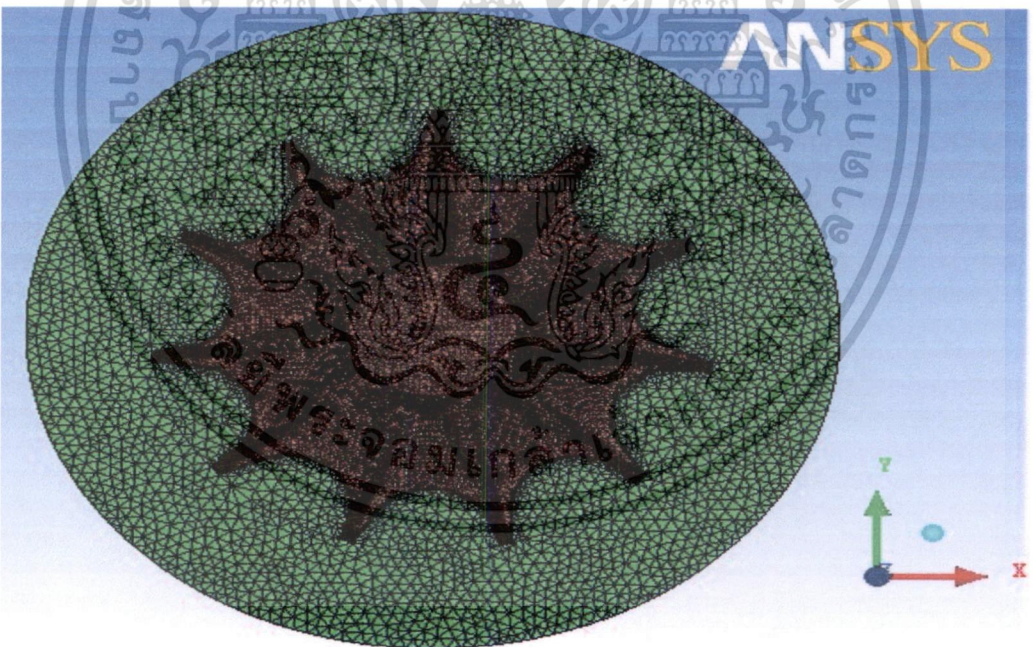
การรู้เข้าของคำตอบนั้นคือคำตอบมีความคลาดเคลื่อนน้อยมากซึ่งเป็นที่ยอมรับว่าสมเหตุสมผล ในงานวิจัยนี้การรู้เข้าได้กำหนดแต่ละสมการดังนี้ สำหรับสมการความต่อเนื่อง สมการโมเมนตัมทั้ง 3 สมการคือ x, y, z สมการพลังงาน ต้องมีความคลาดเคลื่อนของคำตอบใหม่กับคำตอบเก่าเท่ากับ 1×10^{-5} และ อัตราการสูญเสียและพลังงานจลน์แบบปั่นป่วน ต้องมีความคลาดเคลื่อนของคำตอบใหม่กับคำตอบเก่าเท่ากับ 1×10^{-4} ซึ่งเกณฑ์ดังกล่าวถือว่าเป็นค่าที่เพียงพอ โดยวิศวกรส่วนมากนำค่าดังกล่าวไปใช้ในงานด้านนี้ [17]

5.8 ผลเฉลยที่ไม่ขึ้นกับขนาดของกริด

การตรวจสอบเพื่อให้มั่นใจว่าแบบจำลองจะให้ผลทางฟิสิกส์ถูกต้อง เป็นที่ตระหนักกันดีว่าความจริงนั้นระเบียบวิธีปริมาตรสี่เหลี่ยม (FVM) ความผิดพลาดในผลลัพธ์ลดลงเมื่อจำนวนของกริดมีมากขึ้น ขนาดของกริดได้ทำการศึกษาเพื่อหาว่าขนาดของกริดเท่าไรที่ทำให้มีการเปลี่ยนแปลงของคำตอบน้อยจนเป็นที่ยอมรับได้ วิธีการสำหรับการศึกษขนาดของกริดทำโดยการลดขนาดของกริดลงและตรวจสอบผลของตัวแปรนั้นซึ่งส่งผลโดยนัยสำคัญต่อสมรรถนะของสนามการไหล การพิจารณาตัวแปรคือความเร็วของการไหล อุณหภูมิและความดัน ขอบเขตของการจำลองในรูปที่ 5.12 ได้สร้างกริดขึ้นโดยใช้โปรแกรม ICEM CFD 12.0.1 กริดที่ใช้ในการจำลองเป็นแบบ Tetrahedral Cells และมีรูปทรง (Structure) สามมิติ แต่ไม่สม่ำเสมอในขอบเขตของการคำนวณนั้นประกอบด้วยขนาดของกริดที่แตกต่างกัน เพื่อให้ได้ความถูกต้องขนาดของกริดจะมีความละเอียดในบริเวณที่คาดว่ามีการเปลี่ยนแปลงค่าตัวแปรสูง โดยเฉพาะบริเวณภายในทางเข้า-ทางออกและช่องการไหลของใบกังหัน ที่มีการเปลี่ยนแปลงของความเร็วเนื่องจากรูปทรงมีลักษณะรีดความเร็วจากค่าไปที่ความเร็วสูงอันส่งผลต่อสนามการไหล กริดที่ทำการศึกษามี 3 ขนาด โดยจะลดขนาดลง การลดลงของขนาดกริดส่งผลให้เป็นการเพิ่มขึ้นของจำนวนเซลล์ที่ใช้ในการคำนวณ ขนาดกริดที่ทำการศึกษามีดังนี้คือ ขนาด 5 mm มีจำนวนเซลล์ 791734 เซลล์, ขนาด 3 mm มีจำนวนเซลล์ 1021270 เซลล์ และขนาด 1 mm มีจำนวนเซลล์ 4195507 เซลล์ ในรูปที่ 5.17 – 5.20 แสดงกริดที่มีขนาด 3 mm มีจำนวนเซลล์ 1021270 เซลล์

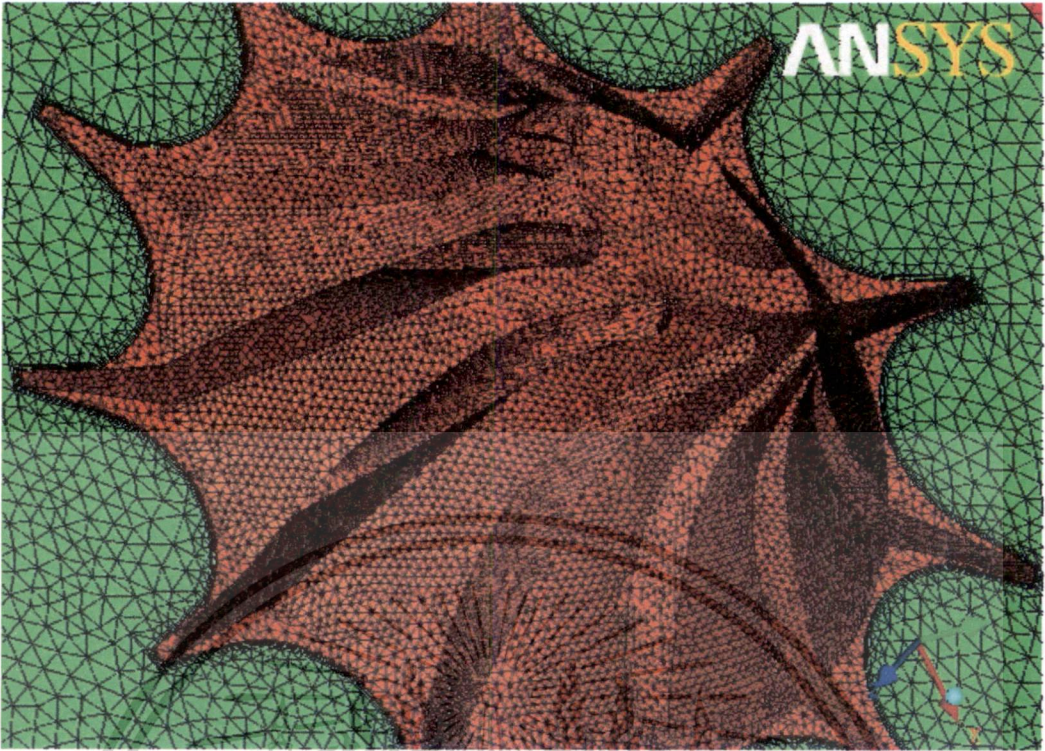


รูปที่ 5.17 กริดของขอบเขตการคำนวณขนาด 3 mm มีจำนวนเซลล์ 1021270 เซลล์

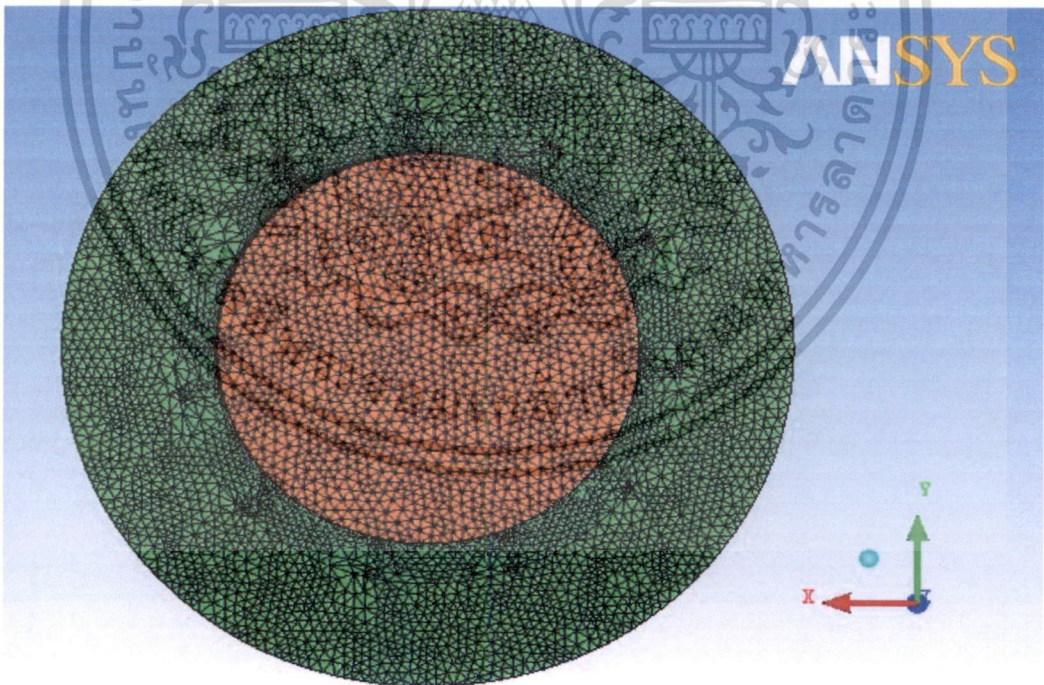


รูปที่ 5.18 กริดของขอบเขตการคำนวณบริเวณด้านล่างของกึ่งหันแก๊สแนวรัศมี

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

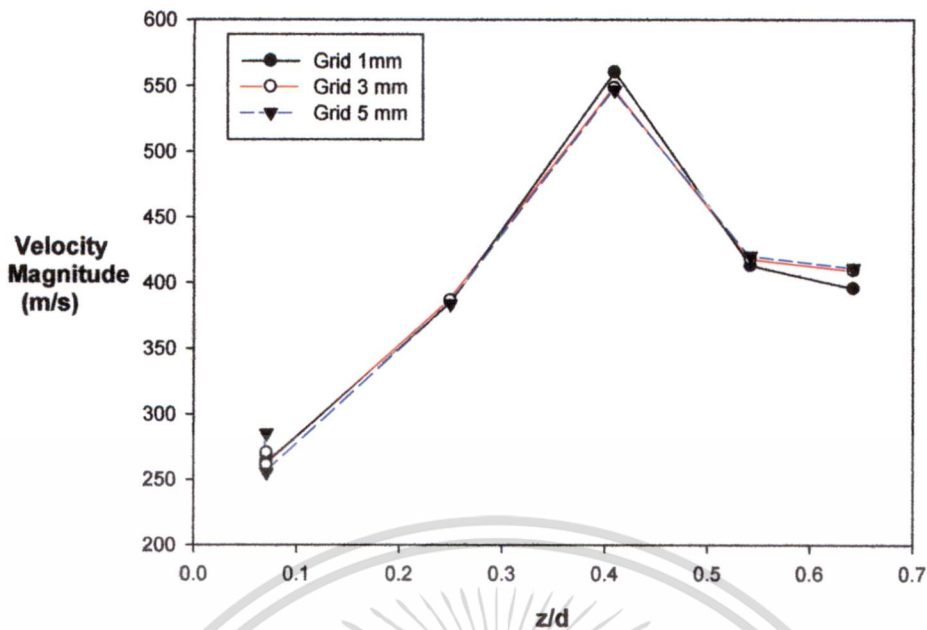


รูปที่ 5.19 กริดของขอบเขตการคำนวณบริเวณ ใบกังหันของกังหันแก๊สแนวรัศมี



รูปที่ 5.20 กริดของขอบเขตการคำนวณบริเวณทางออกของกังหันแก๊สแนวรัศมี

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.21 ความเร็วทางเข้าถึงทางออกของกังหันแก๊สแนวรัศมีที่ได้จากกริดทั้ง 3 ขนาด

สำหรับขนาดของความเร็วที่แสดงในรูปที่ 5.21 จากตำแหน่งที่ 0.07 จนถึงตำแหน่งที่ 0.41 แก๊สมีการไหลด้วยความเร็วที่เพิ่มขึ้นเนื่องจากพื้นที่ที่เล็กลงและแก๊สถูกรัดตัวให้มีความเร็วสูงขึ้น เมื่อไหลเข้าภายในช่องกรงไหลของกังหันแก๊ส ซึ่งตำแหน่งดังกล่าวมีความแตกต่างของความเร็วเท่ากับ 2.2% เมื่อเทียบขนาดกริด 1 mm กับ 3 mm และ 0.3% เมื่อเทียบขนาดกริด 3 mm กับ 5 mm จากนั้นแก๊สไหลออกจากใบกังหันที่ตำแหน่ง 0.41 ไหลไปสู่ทางออกที่ตำแหน่ง 0.65 ด้วยความเร็วที่ลดลง โดยมีความแตกต่างความเร็วเท่ากับ 3.5% เมื่อเทียบขนาดกริด 1 mm กับ 3 mm และ 0.5 % เมื่อเทียบขนาดกริด 3 mm กับ 5 mm

เนื่องจากขนาดกริด 1 mm มีความละเอียดมากและมีค่าความคลาดเคลื่อนของความเร็วไม่มากเมื่อเทียบกับความเร็วในแต่ละตำแหน่งของขนาดกริด 3 mm และ 5 mm แต่ขนาดกริด 1 mm ก็ใช้เวลาในการคำนวณยาวนานกว่าขนาดกริด 3 mm และ 5 mm ในขณะที่ขนาดกริด 3 mm มีความละเอียดมากกว่าขนาดกริด 5 mm แต่ใช้เวลาในการคำนวณที่เท่าๆกัน จากผลลัพธ์นี้สรุปได้ว่าขนาดกริด 3 mm มีขนาดเพียงพอสำหรับให้ความแม่นยำของคำตอบและขนาดกริด 3 mm นี้ถูกใช้ในการคำนวณหาคำตอบของแบบจำลองในงานวิจัยนี้ เมื่อ $\frac{z}{d}$ คือระยะความสูง ณ ระบายที่ทำการตัดเดือนต่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางกังหันแก๊สแนวรัศมี

5.9 การตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลอง

เนื่องจากช่องการไหลใน ใบกังหันมีลักษณะคล้าย Nozzle จึงได้ค้นคว้างานวิจัยที่มีลักษณะที่คล้ายกันนั้นคือ Transonic Diffuser เพื่อศึกษาพฤติกรรมที่เกิดภายในช่องการไหลและเพื่อให้มีความแน่ใจในแบบจำลองผลลัพธ์ที่ได้ควรจะเปรียบเทียบกับผลการทดลอง ในงานวิจัยนี้จึงได้ทำการจำลองการไหลภายใน Transonic Diffuser เปรียบเทียบกับผลการทดลองที่พบได้ในงานวิจัยของ Benjamin[13] ซึ่งมีขนาดดังรูปที่ 5.22 ได้ทำการจำลองด้วยสภาวะเงื่อนไขการทำงานคือมีความดันรวมทางเข้าช่องทางการไหลเท่ากับ 134.4 kPa อุณหภูมิรวมทางเข้าเท่ากับ 277.8 มัคนัมเบอร์ทางเข้าเท่ากับ 0.9 และมีความดันสถิตย์ที่ทางออกของช่องการไหลเท่ากับ 110.7 kPa สำหรับกรณี Weak Shock และความดันสถิตย์ที่ทางออกของช่องการไหลเท่ากับ 97.2 kPa สำหรับกรณี Strong Shock ซึ่งเงื่อนไขขอบเขตดังกล่าวได้แสดงไว้ดังรูปที่ 5.23 โดยทั้ง 2 กรณีนี้ใช้อากาศเป็นแก๊สอุดมคติ γ เท่ากับ 1.4 พารามิเตอร์ที่ใช้ในการตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลองได้จากคุณ Benjamin[13] ซึ่งใช้หลักการทาง CFD ร่วมกันกับใช้โปรแกรม ANSYS CFX V.12 [19] ซึ่งความสัมพันธ์ของอัตราส่วนความดันและกฎแก๊สอุดมคติของความเร็ว ความดันและอุณหภูมิเป็นดังนี้

$$R = \frac{P_{s,out}}{P_{t,in}}$$

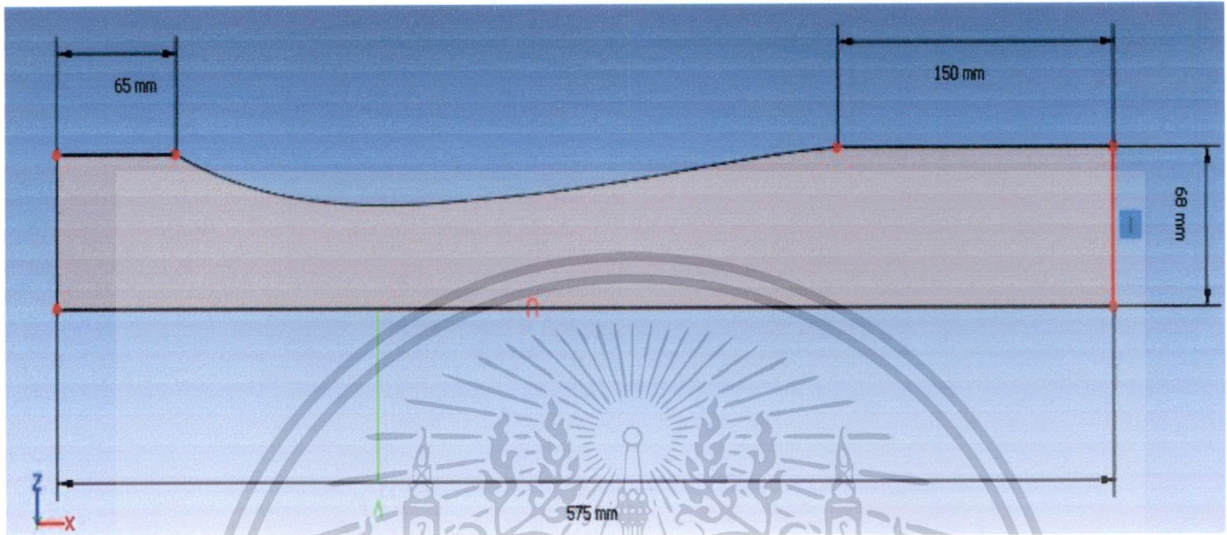
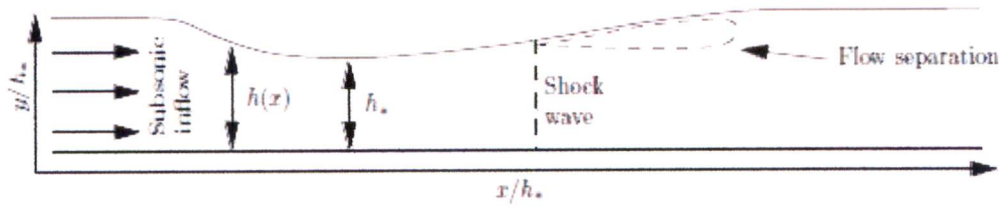
เมื่อกำหนดให้ R คืออัตราส่วนความดันเท่ากับ 0.72 กรณี Weak Shock และ 0.82 กรณี Strong Shock ตามลำดับ

$$\frac{T_o}{T} = 1 + \frac{\gamma - 1}{2} Ma^2 \quad (5.14)$$

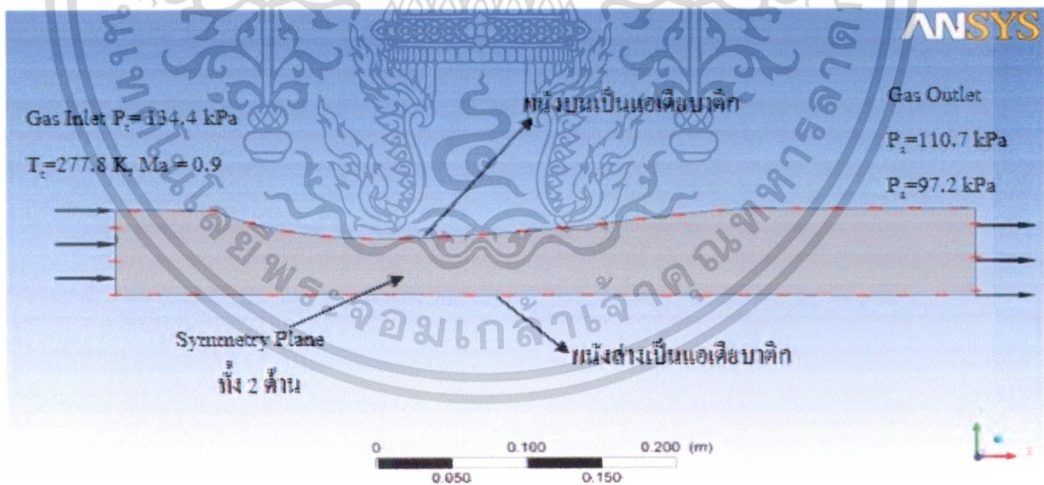
และ

$$\frac{P_o}{P} = \left(\frac{T_o}{T}\right)^{\gamma/(\gamma-1)} = \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} Ma^2\right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (5.15)$$

ในการจำลองครั้งนี้ได้มีการปรับตั้งค่าความหนืดไดนามิก ค่าการนำความร้อนในบริเวณทางเข้าช่องทางการไหลและใช้ Turbulence Model แบบ RNG $k-\epsilon$ Model ให้มีความเหมาะสมกับเงื่อนไขดังกล่าวเพื่อให้ผลที่ได้สอดคล้องกับผลการทดลอง

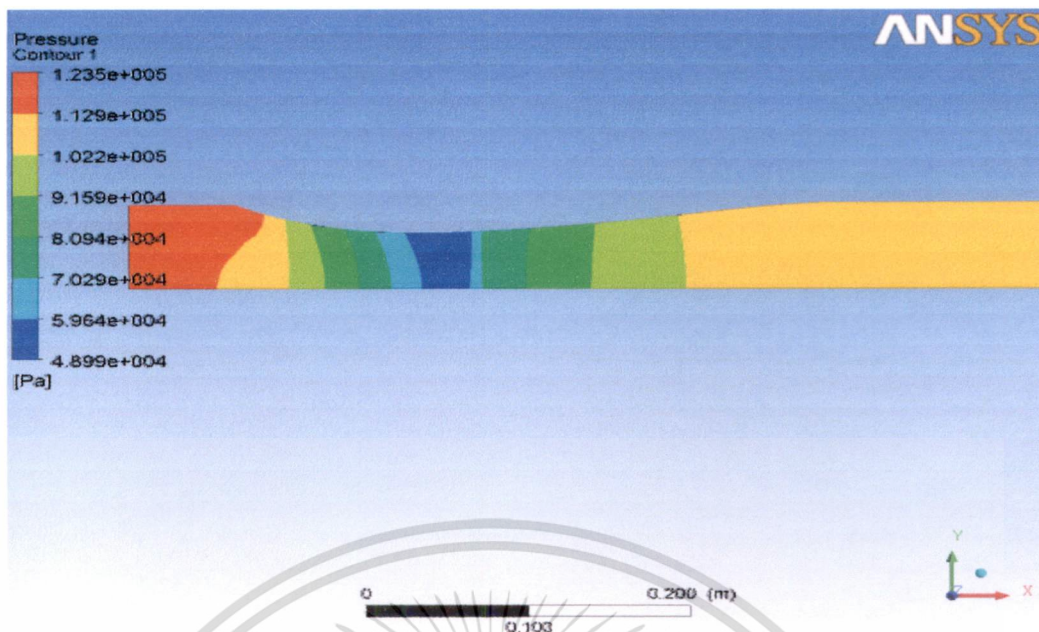


รูปที่ 5.22 ปัญหา Transonic Diffuser กับมุมมองในระนาบ x-z ของ Transonic Diffuser และการบอกขนาดในหน่วยมิลลิเมตร



รูปที่ 5.23 ขอบเขตการคำนวณของ Transonic Diffuser (ทางเข้า-ทางออก)

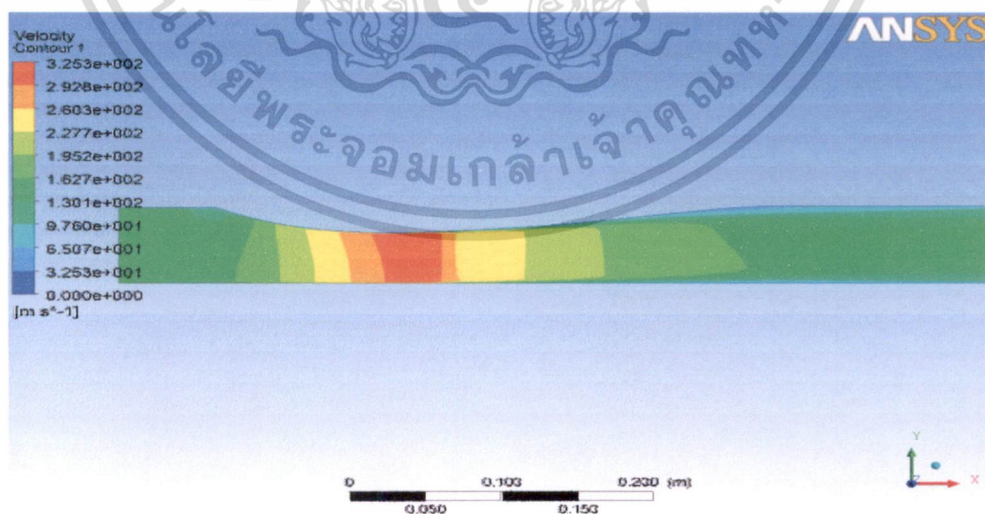
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.24 การกระจายความดันใน Transonic Diffuser (ทางเข้า-ทางออก) แบบ Weak Shock



รูปที่ 5.25 แสดงตำแหน่งไร้นหน่วยทำครวัดการเกิด Weak Shock
ที่ตำแหน่ง 2.822 4.611 6.340 และ 7.493



รูปที่ 5.26 การกระจายความเร็วใน Transonic Diffuser (ทางเข้า-ทางออก) แบบ Weak Shock

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

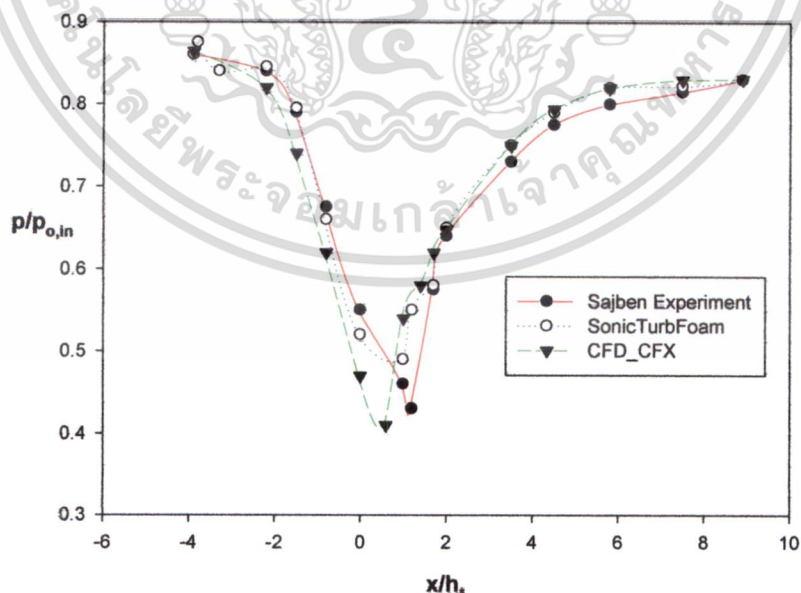
จากรูปที่ 5.24 แสดงการกระจายความดันในกรณี Weak Shock และรูปที่ 5.27 (วัดตำแหน่ง ด้านล่างผนังของช่องการไหลจากทางเข้าไปถึงทางออก) แสดงผลลัพธ์ที่ได้จากการจำลองด้วย CFD_CFX เมื่อเปรียบเทียบกับวิธีการทดลอง (Experiment) และวิธีการจำลองด้วย SonicTurbFoam ของคุณ Benjamin [13] พบว่าจากตำแหน่ง -3.9 ถึง 0.6 นั้นมีค่าความดันที่ต่ำกว่าและมีการเปลี่ยนแปลงความดันที่เร็วกว่าอีก 2 วิธี โดยมีค่าความแตกต่างของความดันค่าสุดเท่ากับ 4.6% เมื่อเทียบกับผลทดลอง (Experiment) และ 16% เมื่อเทียบกับผลจำลอง (SonicTurbFoam) ต่อจากนั้นที่ ตำแหน่ง 0.6 ไปถึง 8.9 จะมีค่าความดันเพิ่มขึ้นและมีค่าความดันที่ใกล้เคียงกับวิธีจำลองด้วย SonicTurbFoam แต่จะมีความดันที่สูงกว่าวิธีการทดลอง(Experiment) เท่ากับ 2 % ณ ตำแหน่งที่ 5.8

จากรูปที่ 5.24 แสดงการกระจายความดันในกรณี Weak Shock และรูปที่ 5.28 (วัดตำแหน่ง ด้านบนผนังของช่องการไหลจากทางเข้าไปถึงทางออก) แสดงผลลัพธ์ที่ได้จากการจำลองด้วย CFD_CFX เมื่อเปรียบเทียบกับวิธีการทดลอง (Experiment) และวิธีการจำลองด้วย SonicTurbFoam ของคุณ Benjamin [13] พบว่าจากตำแหน่ง -3.9 ถึง 0.6 นั้นมีค่าความดันที่ต่ำกว่าและมีการเปลี่ยนแปลงความดันที่เร็วกว่าอีก 2 วิธี โดยมีค่าความแตกต่างของความดันค่าสุดเท่ากับ 5% เมื่อเทียบกับผลทดลอง (Experiment) และ 19% เมื่อเทียบกับผลจำลอง (SonicTurbFoam) ต่อจากนั้นที่ ตำแหน่ง 0.6 ไปถึง 8.9 จะมีค่าความดันเพิ่มขึ้นและเกิด Shock รุนแรงมากกว่า 2 วิธีและมีความแตกต่างของความดันเท่ากับ 2.4% เมื่อเทียบกับวิธีจำลองด้วย SonicTurbFoam และ 3.6% เมื่อเทียบกับวิธีการทดลอง ณ ตำแหน่งที่ 5

ซึ่งบริเวณที่เกิดภาวะ Weak Shock นั้นจะสังเกตได้จากรูปที่ 5.25-5.26 แสดงการกระจายความเร็วซึ่งได้ทำการวัดตำแหน่งของความเร็วตรงตำแหน่งที่ 2.822 4.611 6.340 และ 7.493 ตามลำดับ ซึ่งเป็นตำแหน่งที่เริ่มเกิด Weak Shock จนไปถึงตำแหน่งสุดท้ายของการวัดการเกิด Weak Shock ซึ่งจากตำแหน่งที่ 2.822 จารูปที่ 5.29 จะมีความเร็วที่เพิ่มขึ้นตามระยะของความสูง และที่ความสูงเท่ากับ 0.12 จะมีความเร็วสูงสุดเท่ากับ 222 m/s หรือมีค่าความแตกต่างกับผลการจำลองและผลทดลองเท่ากับ 1.7%และ7.8% ตามลำดับ และเมื่อความสูงเท่ากับ 0.82 ความเร็วก็จะลดลงเท่ากับ 214 m/s หรือมีค่าความแตกต่างกับผลการจำลองและผลทดลองเท่ากับ 1.8%และ 10.8% และเมื่อความสูงเท่ากับ 1.0 ก็จะมีความเร็วที่น้อยสุดเท่ากับ 69 m/s เนื่องจากเป็นตำแหน่งชิดกับผนังของช่องการไหล ต่อมาเป็นการวัดที่ตำแหน่งที่ 4.611 ซึ่งห่างออกมาจากบริเวณที่เกิด Weak Shock จารูปที่ 5.30 สังเกตเห็นได้ว่าจะมีความเร็วที่ลดลงกว่าตำแหน่งที่ 2.822 เช่นเดียวกันก็คือใน ความสูงที่ 0 ถึง 0.18 จะมีความเร็วที่เพิ่มขึ้นตามระยะของความสูง และที่ความสูงเท่ากับ 0.18 จะมีความเร็วสูงสุดเท่ากับ 180.7 m/s หรือมีค่าความแตกต่างกับผลการจำลองและผลทดลองเท่ากับ 2% และ11% ตามลำดับ และเมื่อความสูงเท่ากับ 0.75 ความเร็วก็จะลดลงเท่ากับ 175 m/s หรือมีค่าความแตกต่างกับผลการจำลองและผลทดลองเท่ากับ 2.7%และ13% และเมื่อความสูงเท่ากับ 1.0 ก็จะมี ความเร็วที่น้อยสุดเท่ากับ 40.6 m/s เนื่องจากเป็นตำแหน่งชิดกับผนังของช่องการไหล ถัดมาเป็นการ

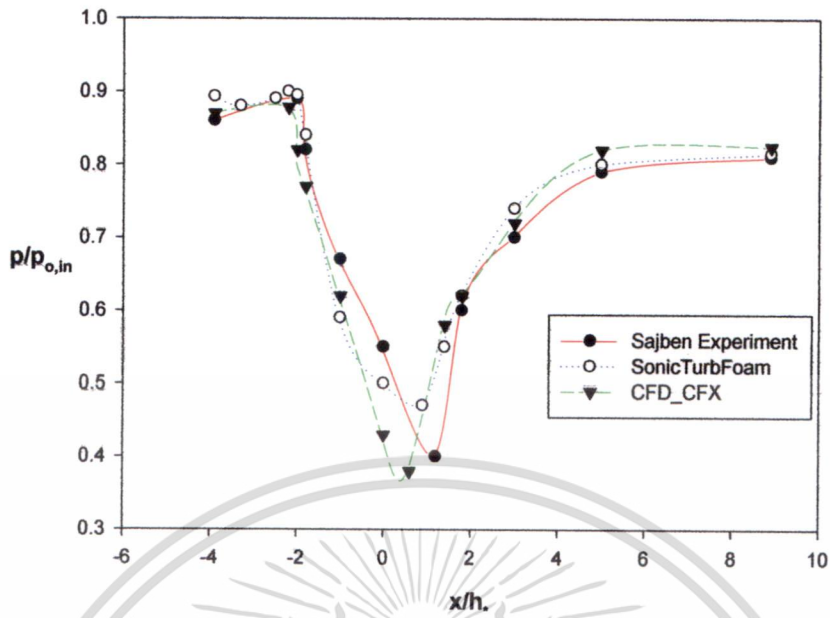
วัดที่ตำแหน่งที่ 6.340 ซึ่งห่างออกมาจากบริเวณที่เกิด Weak Shock มาอีกคงรูปที่ 5.31 สังเกตเห็นได้ว่าจะมีความเร็วที่ลดลงกว่าตำแหน่งที่ 4.611 เช่นเดียวกันก็คือในความสูงที่ 0 ถึง 0.24 จะมีความเร็วที่เพิ่มขึ้นตามระยะของความสูง และที่ความสูงเท่ากับ 0.24 จะมีความเร็วสูงสุดเท่ากับ 170.9 m/s หรือมีค่าความแตกต่างกับผลการจำลองและผลทดลองเท่ากับ 3%และ10% ตามลำดับ และเมื่อความสูงเท่ากับ 0.68 ความเร็วก็จะลดลงเท่ากับ 165 m/s หรือมีค่าความแตกต่างกับผลการจำลองและผลทดลองเท่ากับ 2.9%และ11% และเมื่อความสูงเท่ากับ 1.0 ก็จะมีความเร็วน้อยสุดเท่ากับ 46.2 m/s เนื่องจากเป็นตำแหน่งชิดกับผนังของช่องการไหลและสุดท้ายเป็นการวัดที่ตำแหน่งที่ 7.490 ดังรูปที่ 5.32 สังเกตเห็นได้ว่าจะมีความเร็วที่ลดลงกว่าตำแหน่งที่ 6.340 เช่นเดียวกันก็คือในความสูงที่ 0 ถึง 0.32 จะมีความเร็วที่เพิ่มขึ้นตามระยะของความสูง และที่ความสูงเท่ากับ 0.32 จะมีความเร็วสูงสุดเท่ากับ 166 m/s หรือมีค่าความแตกต่างกับผลการจำลองและผลทดลองเท่ากับ 4.5%และ10% ตามลำดับ และเมื่อความสูงเท่ากับ 0.67 ความเร็วก็จะลดลงเท่ากับ 164.6 m/s หรือมีค่าความแตกต่างกับผลการจำลองและผลทดลองเท่ากับ 0.2%และ10.5% และเมื่อความสูงเท่ากับ 1.0 ก็จะมีความเร็วน้อยสุดเท่ากับ 52.8 m/s เนื่องจากเป็นตำแหน่งชิดกับผนังของช่องการไหล ซึ่งจากผลดังกล่าวนี้เห็นได้ว่าผลการจำลองด้วย CFD_CFX นั้นมีค่าที่ใกล้เคียงกับการจำลองด้วย SonicTurbFoam แต่การจำลองทั้ง 2 วิธีนี้ก็ยังมีค่าความเร็วน้อยกว่าผลทดลองเป็นเพราะว่าขนาดรูปทรงและข้อมูลของกราฟต่างๆเช่น ความเร็ว ความดัน มีความไม่ชัดเจนและยังพบว่าบริเวณคอคออด กรณี Weak Shock มีมัคนัมเบอร์เท่ากับ 0.98 เมื่อมีความเร็วเสียงเท่ากับ 331.4 m/s และมีความเร็วของแก๊สเท่ากับ 325.3 m/s จึงเห็นการไหลแยกตัวที่ไม่เด่นชัด

5.9.1 กรณี Weak Shock

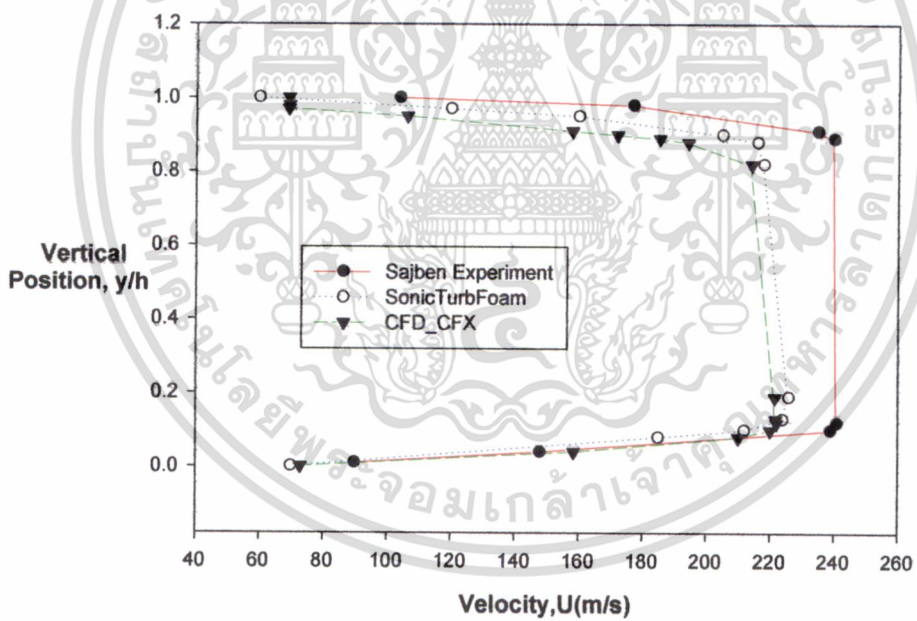


รูปที่ 5.27 เปรียบเทียบสมรรถนะของเซลล์ที่ได้จากการจำลองกับผลการทดลองบริเวณด้านล่างผนัง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

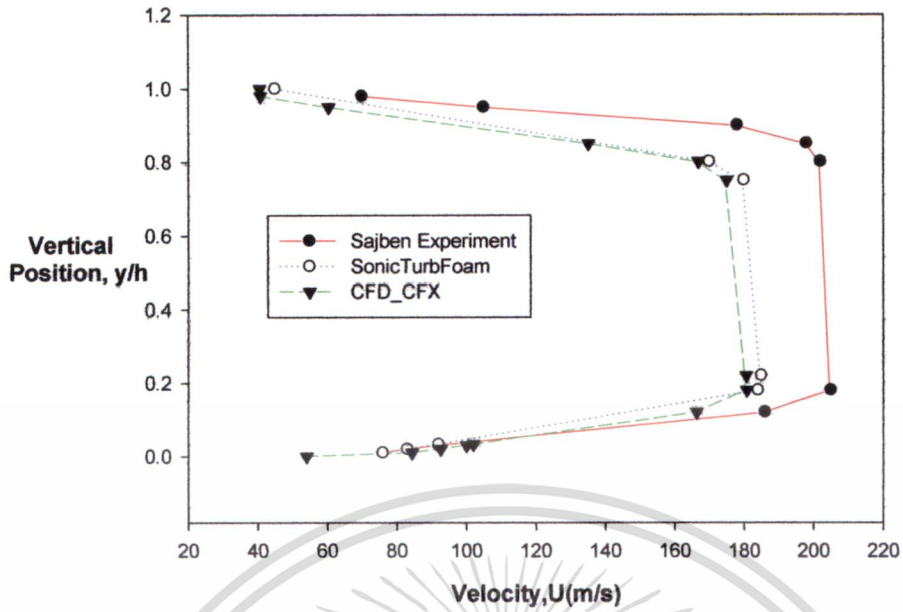


รูปที่ 5.28 เปรียบเทียบสมรรถนะของเซลล์ที่ได้จากการจำลองกับผลการทดลองบริเวณด้านบนผนัง

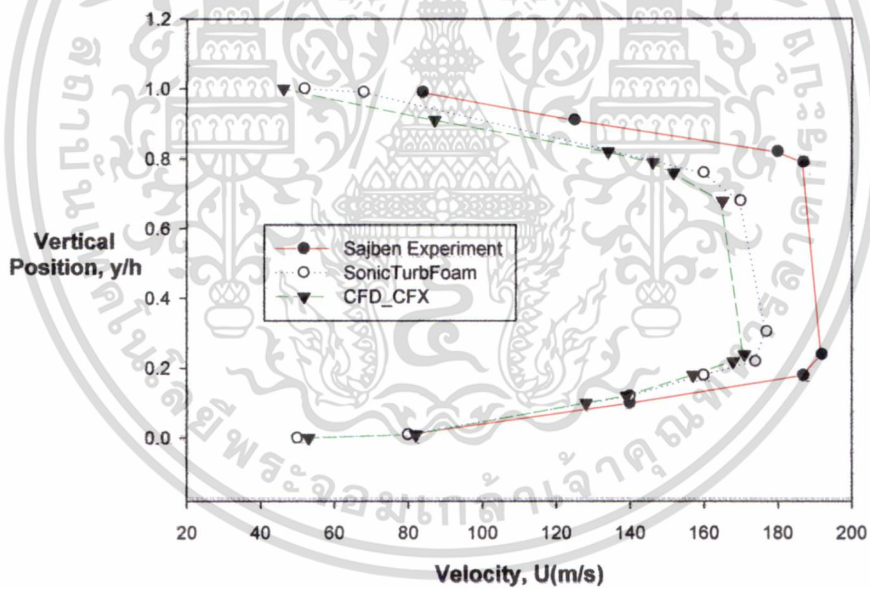


รูปที่ 5.29 เปรียบเทียบสมรรถนะของเซลล์ที่ได้จากการจำลองกับผลการทดลองตำแหน่งที่ 2.822

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

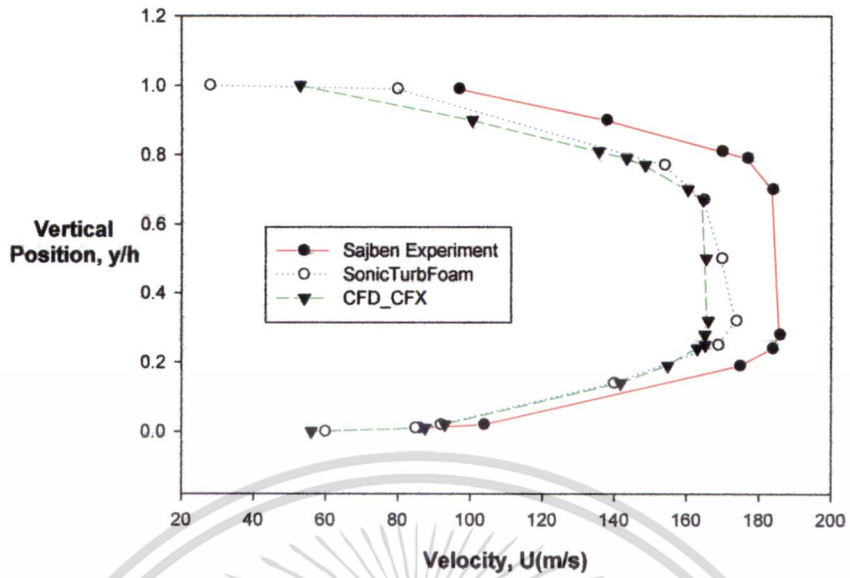


รูปที่ 5.30 เปรียบเทียบสมรรถนะของเซลล์ที่ได้จากการจำลองกับผลการทดลองตำแหน่งที่ 4.611



รูปที่ 5.31 เปรียบเทียบสมรรถนะของเซลล์ที่ได้จากการจำลองกับผลการทดลองตำแหน่งที่ 6.340

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



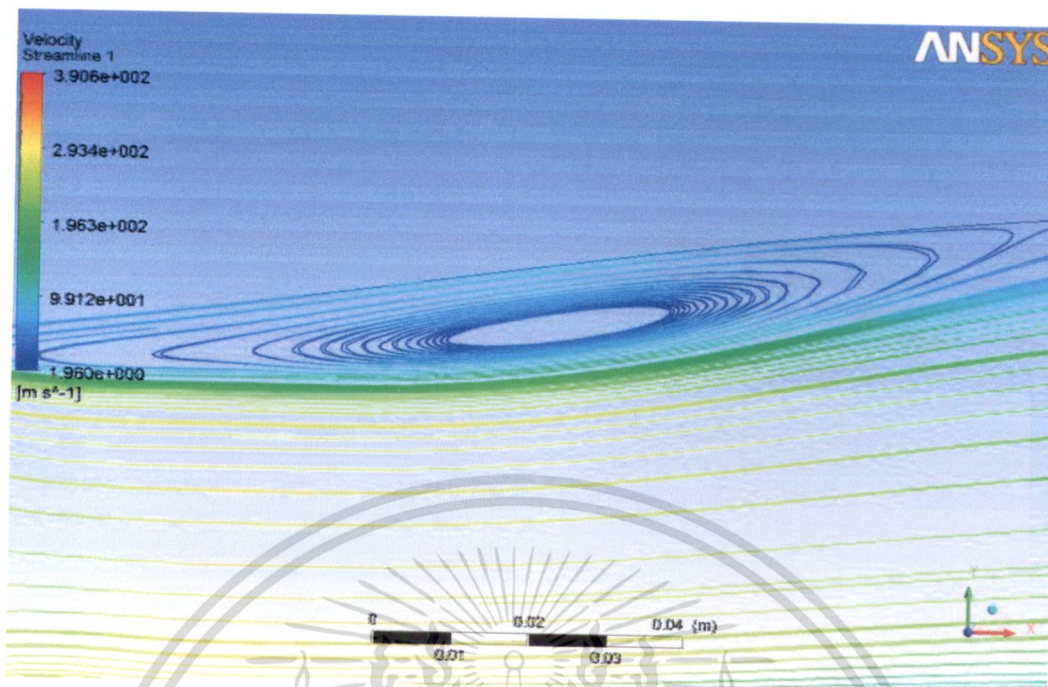
รูปที่ 5.32 เปรียบเทียบสมรรถนะของเซลล์ที่ได้จากการจำลองกับผลการทดลองตำแหน่งที่ 7.493

5.9.2 กรณี Strong Shock

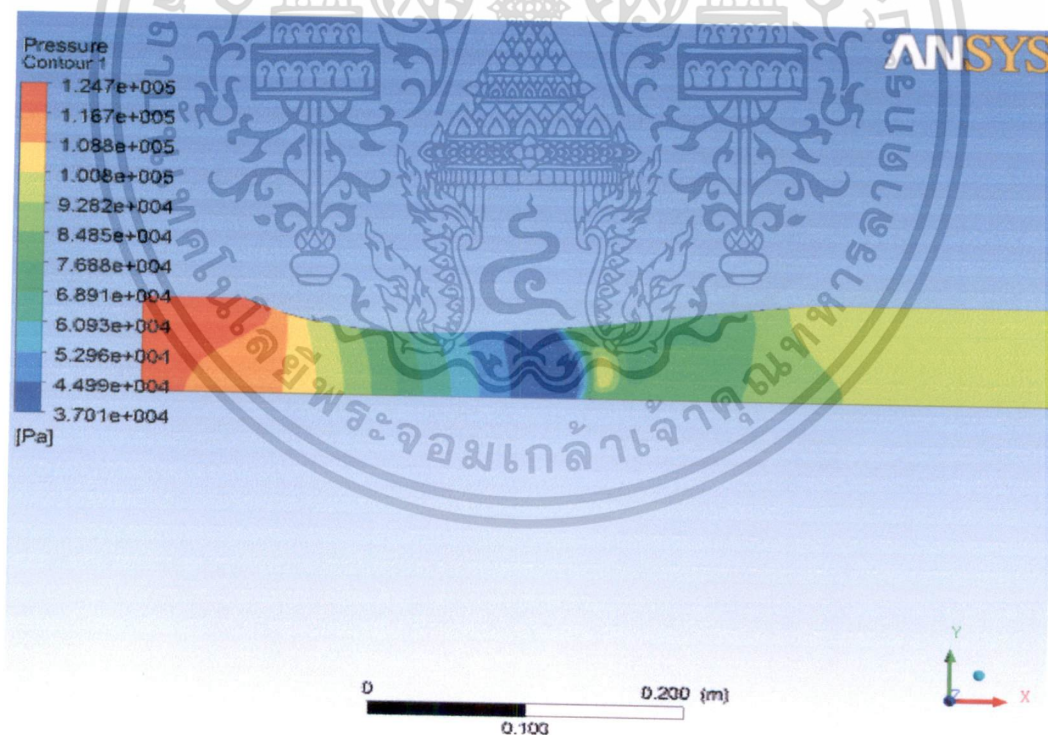


รูปที่ 5.33 การกระจายความเร็วใน Transonic Diffuser (ทางเข้า-ทางออก) แบบ Strong Shock

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

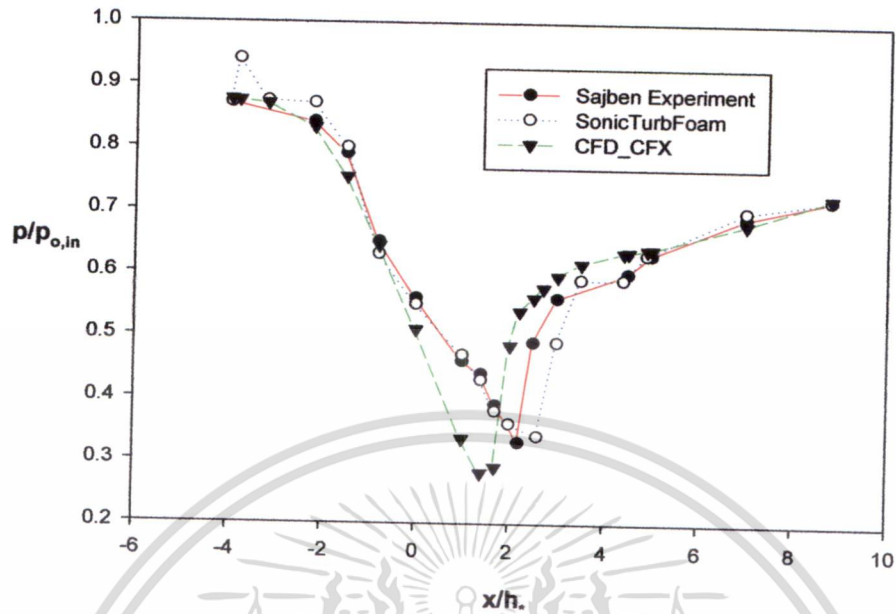


รูปที่ 5.34 การไหลวนใน Transonic Diffuser แบบ Strong Shock

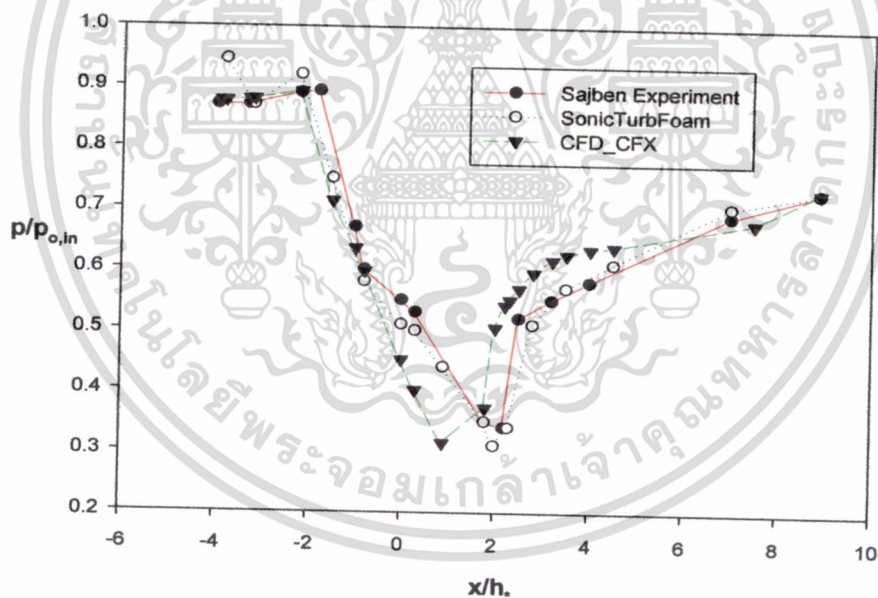


รูปที่ 5.35 การกระจายความดันใน Transonic Diffuser (ทางเข้า-ทางออก) แบบ Strong Shock

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.36 เปรียบเทียบสมรรถนะของเซลล์ที่ได้จากการจำลองกับผลการทดลองบริเวณด้านล่างผนัง



รูปที่ 5.37 เปรียบเทียบสมรรถนะของเซลล์ที่ได้จากการจำลองกับผลการทดลองบริเวณด้านบนผนัง

ในส่วนกรณี Strong Shock ดังรูปที่ 5.33 และ 5.34 นั้นจะเกิดการไหลวน (Recirculation Flow) เป็นวงกว้างอย่างเห็นได้ชัดเนื่องจากมีการไหลอย่างรุนแรงเท่ากับ 390 m/s บริเวณคอขวด

จากรูปที่ 5.35 แสดงการกระจายความดันในกรณี Strong Shock และรูปที่ 5.36 (วัดตำแหน่งด้านล่างผนังของช่องการไหลจากทางเข้าไปถึงทางออก) แสดงผลลัพธ์ที่ได้จากการจำลองด้วย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

CFD_CFX เมื่อเปรียบเทียบกับวิธีการทดลอง (Experiment) และวิธีการจำลองด้วย SonicTurbFoam ของคุณ Benjamin [13] พบว่าจากตำแหน่ง -3.9 ถึง 1.4 นั้นมีค่าความดันที่ต่ำกว่าและมีการเปลี่ยนแปลงความดันที่เร็วกว่าอีก 2 วิธี โดยมีค่าความแตกต่างของความดันต่ำสุดเท่ากับ 14.9% เมื่อเทียบกับผลทดลอง (Experiment) และ 17.4% เมื่อเทียบกับผลจำลอง SonicTurbFoam ต่อจากนั้นที่ตำแหน่ง 1.4 ไปถึง 8.9 จะมีค่าความดันเพิ่มขึ้นและมีค่าความดันที่แตกต่างไปจาก 2 วิธี และมีความแตกต่างของความดันเท่ากับ 6% เมื่อเทียบกับวิธีจำลองด้วย SonicTurbFoam และ 17.7% เมื่อเทียบกับวิธีการทดลอง ณ ตำแหน่งที่ 3

ดังรูปที่ 5.35 แสดงการกระจายความดันในกรณี Strong Shock และรูปที่ 5.37 (วัดตำแหน่งด้านบนผนังของช่องการไหลจากทางเข้าไปถึงทางออก) แสดงผลลัพธ์ที่ได้จากการจำลองด้วย CFD_CFX เมื่อเปรียบเทียบกับวิธีการทดลอง (Experiment) และวิธีการจำลองด้วย SonicTurbFoam ของคุณ Benjamin [13] พบว่าจากตำแหน่ง -3.9 ถึง 1.4 นั้นมีค่าความดันที่ต่ำกว่าและมีการเปลี่ยนแปลงความดันที่เร็วกว่าอีก 2 วิธี โดยมีค่าความแตกต่างของความดันต่ำสุดเท่ากับ 8.8% เมื่อเทียบกับผลทดลอง (Experiment) และ 1.3% เมื่อเทียบกับผลจำลอง SonicTurbFoam ต่อจากนั้นที่ตำแหน่ง 1.4 ไปถึง 8.9 จะมีค่าความดันเพิ่มขึ้นมากกว่าจนเกิด Shock ที่รุนแรงกว่าอีก 2 วิธีและมีความแตกต่างของความดันเท่ากับ 10.9% เมื่อเทียบกับวิธีจำลองด้วย SonicTurbFoam และ 12.4% เมื่อเทียบกับวิธีการทดลอง ณ ตำแหน่งที่ 3.2 และยังพบว่าบริเวณคอคอด กรณี Strong Shock มีมัคนัมเบอร์เท่ากับ 1.2 เมื่อมีความเร็วเสียงเท่ากับ 331.4 m/s และมีความเร็วของแก๊สเท่ากับ 390.6 m/s จึงเห็นการไหลแยกตัวที่เด่นชัด

สิ่งที่ได้พบเจอจากการศึกษาแบบจำลอง Transonic Diffuser ของคุณ Benjamin [13] เพื่อเป็นประโยชน์กับแบบจำลองกังหันแก๊สขนาดเล็ก เป็นไปตามหัวข้อดังนี้

1. พบการไหลแยกตัวหลังคอคอดที่สภาวะการไหลแบบ Weak Shock และการไหลแยกตัวทำให้เกิดการไหลวนขึ้นหลังคอคอดที่สภาวะการไหลแบบ Strong Shock เมื่อมีมัคนัมเบอร์ทางเข้าเท่ากับ 0.9
2. การเปลี่ยนแปลงของความเร็ว ความดัน ภายในช่องการไหลและบริเวณคอคอด
3. พฤติกรรมของความดันและความเร็วที่ผนัง
4. วิธีการกำหนดเงื่อนไขขอบเขตของท่อ Transonic Diffuser เช่น การไหลเข้า การไหลออก การกำหนด Symmetry Plane, Adiabatic Wall เป็นต้น
5. การเมฆบริเวณที่มีการเปลี่ยนแปลงสูง เช่น บริเวณ คอคอด และการเมฆบริเวณที่มีการเปลี่ยนแปลงน้อย เช่น บริเวณทางเข้าและทางออกของช่องการไหล
6. Turbulence Model แบบ RNG $k-\epsilon$ ที่เหมาะกับการไหลในภายในท่อหรือภายในช่องการไหลต่างๆ เช่น ช่องการไหลที่อยู่ภายในกังหันแก๊สแนวรัศมี เป็นต้น

บทที่ 6

ผลการจำลองและการวิเคราะห์ผล

การจำลองมุ่งเน้นศึกษาถึงปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นภายในช่องการไหลของใบกังหันที่สภาวะการไหลแบบคงตัวกับการเปลี่ยนทิศทางการไหลเข้าของแก๊สอันส่งผลกระทบต่อสมรรถนะของกังหันแก๊สแนวรัศมี (Radial Gas Turbine) ในเบื้องต้นได้ทำการคัดลอกแบบกังหันจากเทอร์โบชาร์จเจอร์ รุ่น RHC9 มาเป็นต้นแบบของการศึกษา รวมไปถึงการขยายขนาดของกังหันต้นแบบ 89 mm ให้มีขนาดกังหันที่สามารถผลิตกำลังไฟฟ้า 200 kW โดยกำหนดให้ขนาดของกังหันแก๊สแนวรัศมีทั้งสองขนาดนั้นมีความเร็วรอบคงที่เท่ากับ 20000 rpm เป็นการหมุนแบบทวนเข็มนาฬิกา โดยในหัวข้อ 6.1-6.6 เป็นการเปรียบเทียบผลลัพธ์ของสนามการไหลภายในช่องการไหลของกังหันแก๊สที่ขนาดต่างกัน

6.1 การไหลของแก๊สภายในช่องการไหลของกังหันแก๊สแบบแนวรัศมี

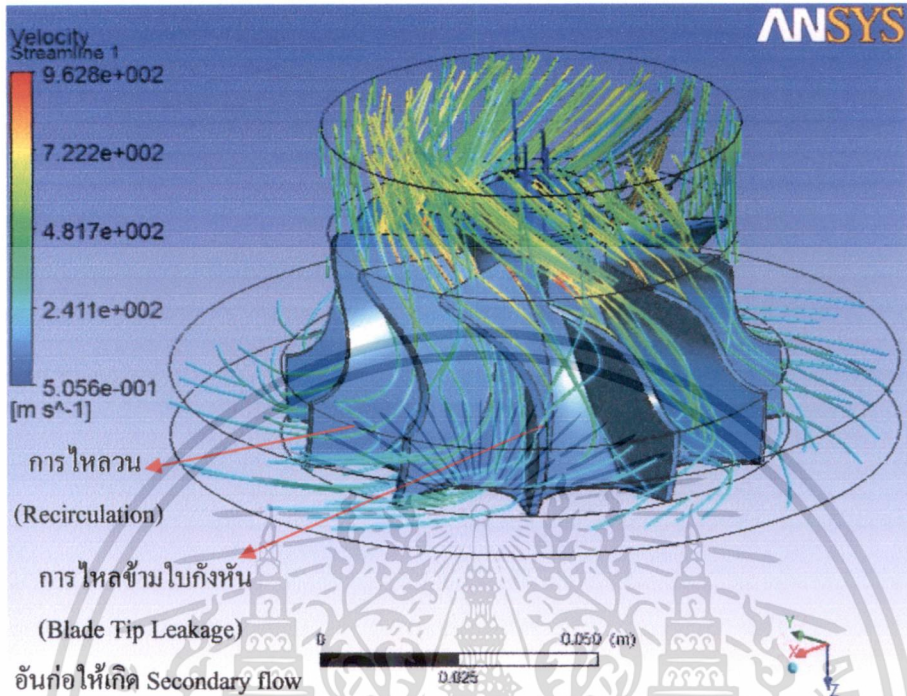
จากรูปที่ 6.1 (a) เป็นการกล่าวถึงภาพรวมของแก๊สที่ไหลภายในกังหันแก๊สแบบแนวรัศมีขนาด 89 mm ตั้งแต่ทางเข้าไปถึงทางออก โดยแก๊สที่ไหลนั้นจะแสดงให้อยู่ในรูปของเส้นการไหลความเร็ว (Velocity Stream Line) กำหนดให้เส้นการไหลความเร็วสัมบูรณ์ที่ทางเข้ามีทิศทางการไหลเข้าเท่ากับ 55 องศา (เป็นความเร็วที่ไหลออกมาจากแผ่นบังคับทิศทางแก๊ส (Inlet Guide Vane)) ซึ่งสังเกตได้ว่าเส้นการไหลความเร็วสัมบูรณ์จะมีขนาดที่เพิ่มขึ้น เนื่องมาจากมีพื้นที่ของช่องการไหลที่ลดลง จนกระทั่งเส้นการไหลความเร็วสัมบูรณ์ไหลเข้าไปภายในบริเวณส่วนที่หมุน (Rotating Frame) ของปลายใบกังหัน ทำให้เส้นการไหลความเร็วสัมบูรณ์ถูกแปรเปลี่ยนไปเป็นเส้นการไหลความเร็วสัมพัทธ์ เนื่องมาจากความเร็วสัมบูรณ์ได้ถูกหักล้างกับความเร็วปลายใบกังหันของกังหันแก๊ส ทำให้เส้นการไหลความเร็วในบริเวณนี้ลดลงและมีการเลี้ยวเบนเข้าไปภายในช่องการไหลของกังหันแก๊ส สังเกตในรูปนี้จะมีแก๊สที่ไหลเข้าไปภายในช่องการไหลของกังหันแก๊สที่ไม่เหมาะสม เป็นเพราะว่ากังหันแก๊สมีขนาดเล็ก 89 mm จึงมีความเหมาะสมกับความเร็วรอบที่สูงมากกว่า เลยทำให้เส้นการไหลความเร็วเกิดการไหลอย่างปั่นป่วนภายในช่องการไหล ซึ่งจากเหตุการณ์ดังกล่าวทำให้เกิดปรากฏการณ์มากมายอย่างเช่น การไหลหมุนวน (Recirculation Flow) จะเกิดขึ้นที่หลังใบกังหัน การไหลแบ่งแยกตัวเกิดขึ้นหลังใบ การไหลรั่วข้ามขอบใบกังหัน (Blade Tip Leakage) เป็นต้น

หลังจากได้เห็นถึงปรากฏการณ์ดังกล่าวแล้ว เส้นการไหลความเร็วก็จะไหลไปตามทางของช่องการไหล ทำให้มีความเร็วเพิ่มสูงขึ้น เนื่องจากพื้นที่ภายในช่องการไหลนั้นมีลักษณะคล้ายกันกับพื้นที่ของหัวฉีด (Nozzle) จึงทำให้ความเร็วถูกเร่งเพิ่มสูงขึ้น จนกระทั่งเส้นการไหลความเร็วไหล

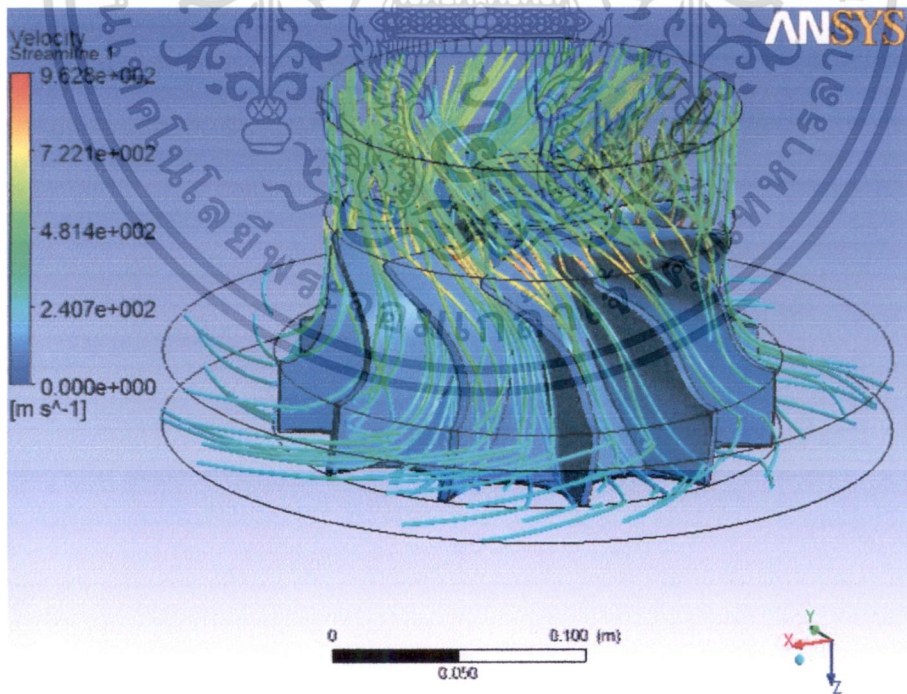
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้เพื่อใช้ในการศึกษาเท่านั้น เมื่อผู้ใช้ได้เห็นใบเซอร์เวอชันด้านล่างแล้ว

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ออกมาจากช่องการไหลของกังหันแก๊สและมีลักษณะการไหลแบบวงกว้างออกไป ซึ่งในบริเวณขอบของช่องการไหลที่ทางออกนั้นจะมีความเร็วที่สูงกว่าบริเวณตรงกลางคุม



(a) กังหันแก๊สขนาด 89 mm



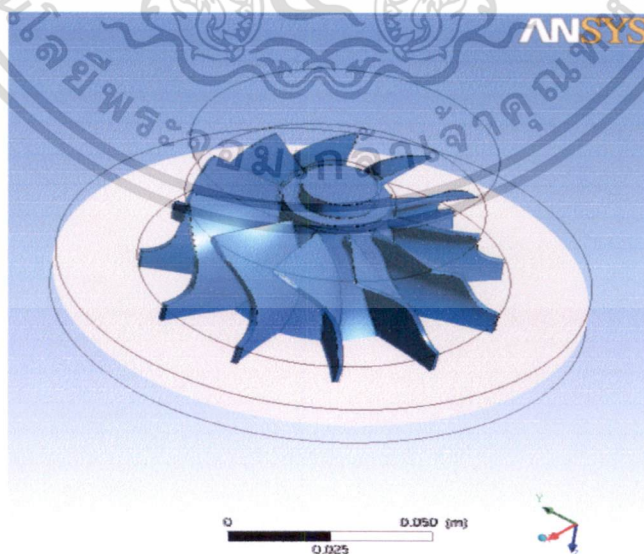
(b) กังหันแก๊สขนาด 196 mm

รูปที่ 6.1 เส้นการไหลความเร็วของแก๊สในช่องการไหลของกังหันแก๊ส เอกสารนี้เป็นเอกสารลิขสิทธิ์ของสถาบันวิจัยพลังงานจันทบุรี ขอสงวนสิทธิ์ในชื่อและภาพนิ่งที่มีอยู่ เดิมทีมีลิขสิทธิ์โดยสถาบันวิจัยพลังงานจันทบุรี ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากรูปที่ 6.1 (b) นั้นได้มีการขยายขนาดของกังหันแก๊สแบบแวนน์วีร์ขึ้นมาเท่ากับ 196 mm และได้ทำการจำลองที่ความเร็วรอบและมุมทางเข้าเดียวกันคือเท่ากับ 20000 rpm ซึ่งพฤติกรรมการไหลของเส้นการไหลตั้งแต่ทางเข้าจนไปถึงทางออกของกังหันแก๊สจะมีลักษณะที่คล้ายกันกับขนาดของกังหันแก๊สขนาด 89 mm ดังรูปที่ 6.1 (a) แต่มีลักษณะบางประการที่พบได้คือ เมื่อทำการขยายขนาดเพิ่มขึ้นขนาดเส้นการไหลความเร็วสัมบูรณ์จะน้อยลงกว่ากรณีแรก เมื่อเส้นการไหลความเร็วสัมบูรณ์ถูกหักล้างกับความเร็วรอบของกังหันแก๊ส มุมการไหลเข้าไปในนั้นจะมีการหักเข้าไปที่เหมาะสมกว่า จึงทำให้เกิดการไหลหมุนวนอย่างเล็กน้อยตรงบริเวณหลังใบกังหัน และมีการไหลที่เป็นระเบียบอย่างยิ่ง จึงทำให้มีการไหลร่วเข้ามขอบใบกังหันเล็กน้อยกว่า หลังจากที่ได้เห็นปรากฏการณ์ของเส้นการไหลที่ไหลภายในช่องการไหลของกังหันแก๊สแวนน์วีร์ ในหัวข้อต่อไปจะเป็นการตัดระนาบในพิกัด x-y ณ ตำแหน่งความสูงต่างๆภายในกังหันแก๊สแวนน์วีร์เพื่อดูพฤติกรรมการไหลที่เกิดขึ้นอย่างชัดเจน โดยตำแหน่งความสูงของระนาบของการตัดเฉือนได้ทำให้เป็นหน่วยไร้มิติเพื่อให้สอดคล้องกับตำแหน่งความสูงของทั้ง 2 ขนาด ซึ่งมีตำแหน่งความสูงดังนี้คือที่ทางเข้ากังหันแก๊สมีตำแหน่งเท่ากับ 0.07 บริเวณกึ่งกลางช่องการไหลของกังหันแก๊ส ณ ตำแหน่ง 0.25 บริเวณปลายทางออกของช่องการไหลของใบกังหัน ณ ตำแหน่งที่ 0.41 และบริเวณทางออกของช่องการไหลกังหันแก๊ส ณ ตำแหน่งที่ 0.55 และ 0.65 ตามลำดับ

6.2 ปรากฏการณ์ภายในบริเวณช่องการไหลที่ทางเข้ากังหันแก๊สแวนน์วีร์

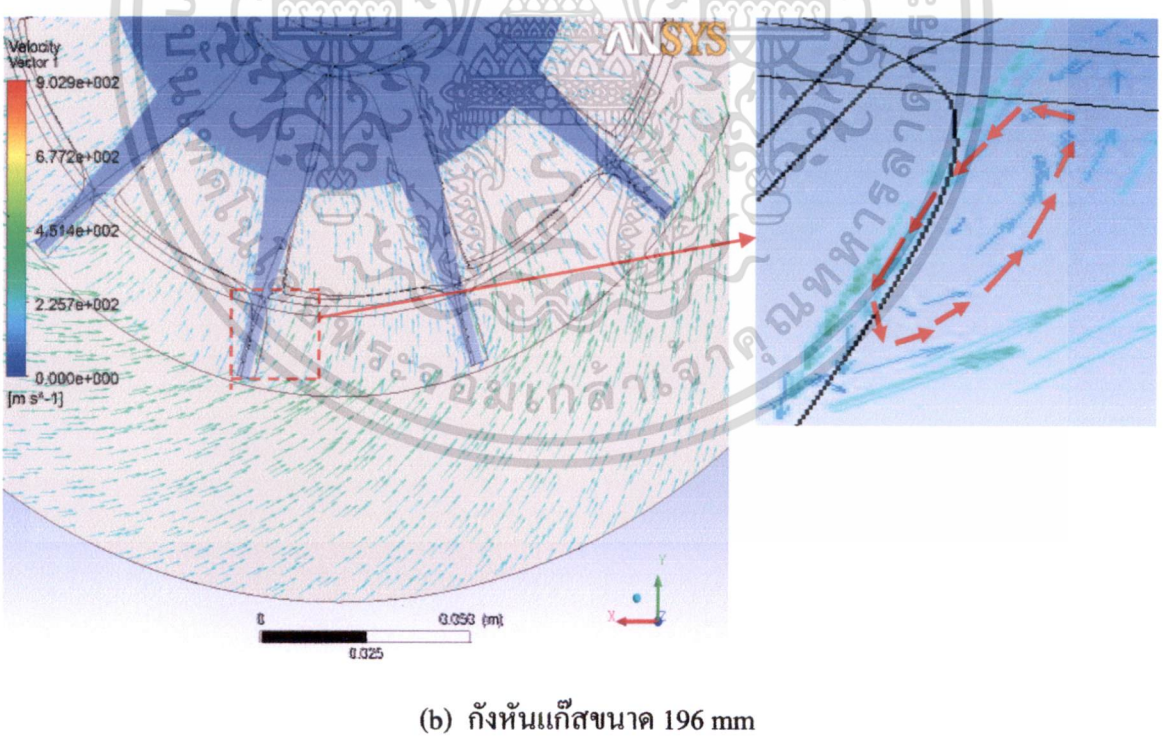
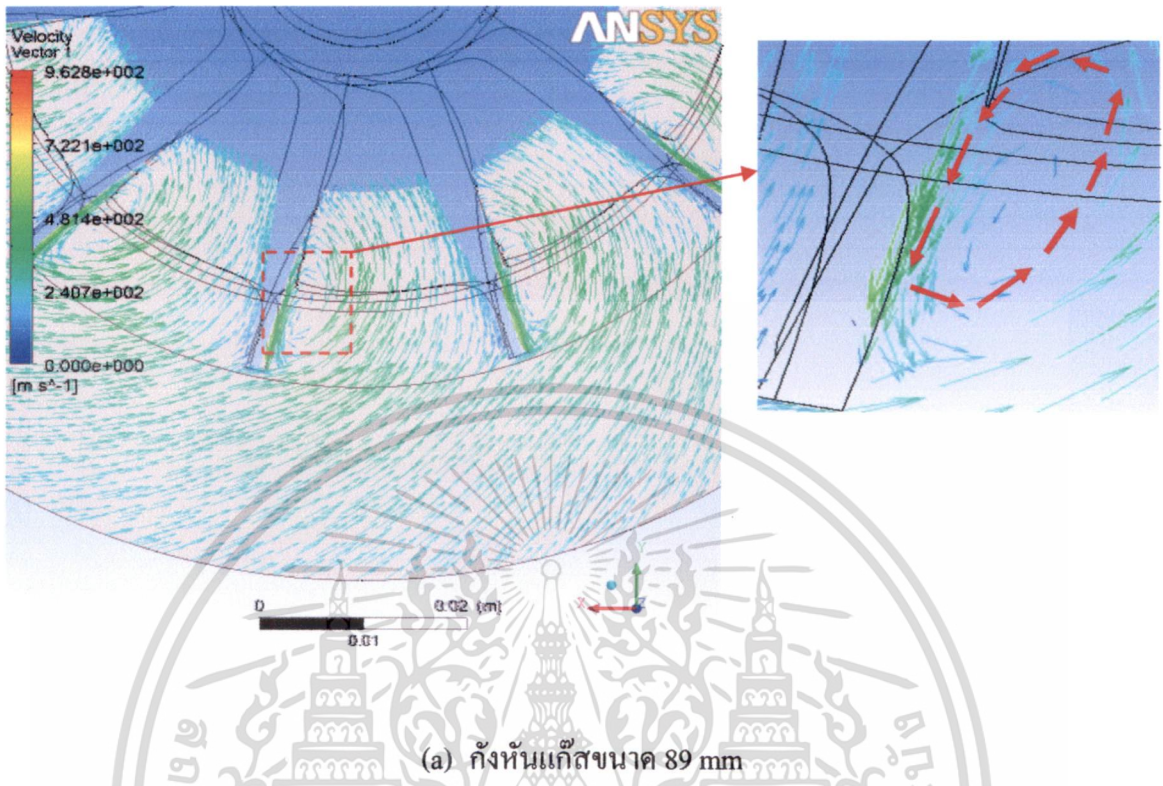
จากรูปที่ 6.2 แสดงการตัดระนาบที่ตำแหน่ง z เท่ากับ -6.4 mm (ขนาดกังหัน 89 mm) และ z เท่ากับ -14.1 mm (ขนาดกังหัน 196 mm) หรือ ณ ตำแหน่ง 0.07 ในมิติไร้มิติของทั้ง 2 ขนาด



รูปที่ 6.2 แสดงมุมมอง 3 มิติ ของการตัดระนาบ x-y

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้บริเวณช่องการไหลที่ทางเข้าของกังหันแก๊สแวนน์วีร์ นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

6.2.1 เวกเตอร์ความเร็ว



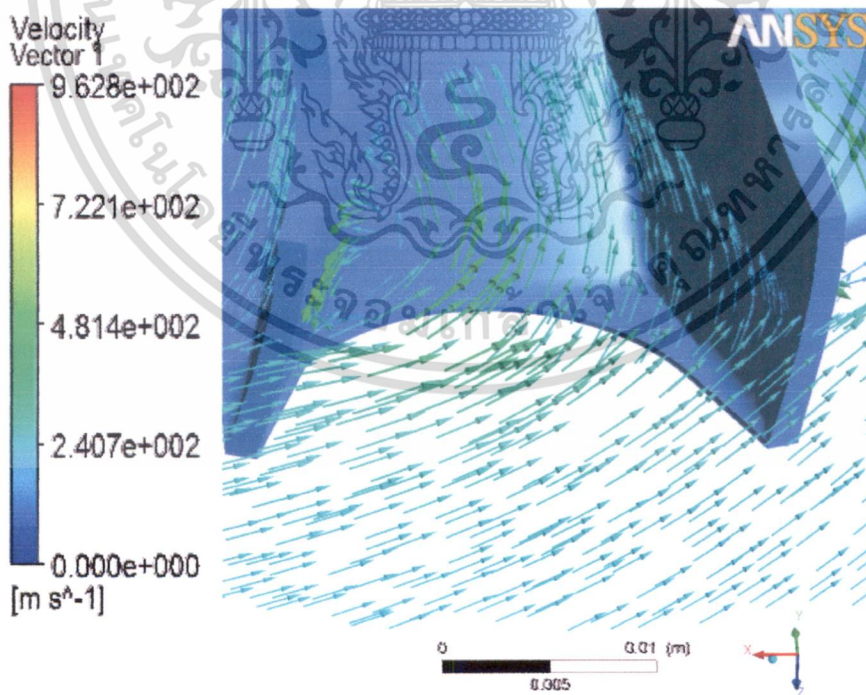
รูปที่ 6.3 เวกเตอร์ความเร็วในระนาบ x-y

บริเวณช่องการไหลที่ทางเข้าของกังหันแก๊สแนวรัศมี

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

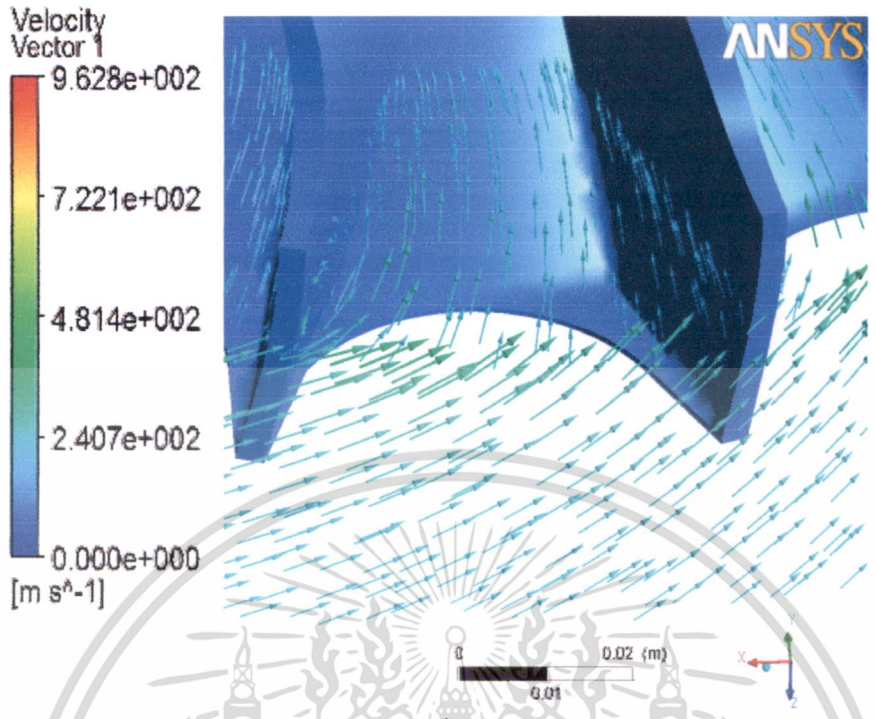
จากรูปที่ 6.3 (a) ขนาดก้านแก๊สเท่ากับ 89 mm กล่าวถึงตรงบริเวณทางเข้ามีเวกเตอร์ความเร็วไหลทำมุม 55 องศา ขนาดความเร็วมีการเพิ่มขึ้น จนกระทั่งแก๊สไหลเข้าไปภายในช่องการไหลของก้านแก๊ส ซึ่งทิศทางการไหลเข้าช่องการไหลของก้านแก๊สนั้นมีทิศทางการไหลที่ไม่ขนานกันกับใบก้านแก๊ส เนื่องจากขนาดกับความเร็วยรอบของก้านแก๊สแบบแวนน์ไม่มีสัมพันธ์กันจึงก่อให้เกิดปรากฏการณ์ การไหลหมุนวนที่มีขนาดกว้างบริเวณหลังใบก้านแก๊ส และได้มีการแสดงถึงขนาดและทิศทางของเวกเตอร์ความเร็วในรูปแบบ 3 มิติเพื่อความชัดเจนดังรูปที่ 6.4 (a)

ส่วนรูปที่ 6.3 (b) ขนาดก้านแก๊สเท่ากับ 196 mm กล่าวถึงตรงบริเวณทางเข้ามีเวกเตอร์ความเร็วไหลทำมุม 55 องศา ขนาดความเร็วมีการเพิ่มขึ้นเรื่อยๆแต่มีความเร็วที่ช้ากว่ากรณีขนาดก้านแก๊สเท่ากับ 89 mm เนื่องจากมีการขยายทั้งขนาด ช่องการไหลเข้า และช่องการไหลออก ของก้านแก๊ส จากนั้นแก๊สไหลเข้าไปภายในช่องการไหลของก้านแก๊ส สังเกตได้ว่าทิศทางการไหลเข้าช่องการไหลของก้านแก๊สนั้นมีทิศทางการไหลที่ขนานใกล้เคียงกันกับใบก้านแก๊ส และมีการไหลที่เป็นระเบียบดีกว่าเนื่องจากขนาดกับความเร็วยรอบของก้านแก๊สแบบแวนน์ที่สัมพันธ์กันอย่างพอเหมาะ จึงทำให้เกิดปรากฏการณ์ การไหลหมุนวนที่มีขนาดเป็นวงไม่กว้างตรงบริเวณหลังใบก้านแก๊ส และได้มีการแสดงถึงขนาดและทิศทางของเวกเตอร์ความเร็วในรูปแบบ 3 มิติเพื่อความชัดเจนดังรูปที่ 6.4 (b)



(a) ก้านแก๊สแวนน์มีขนาด 89 mm

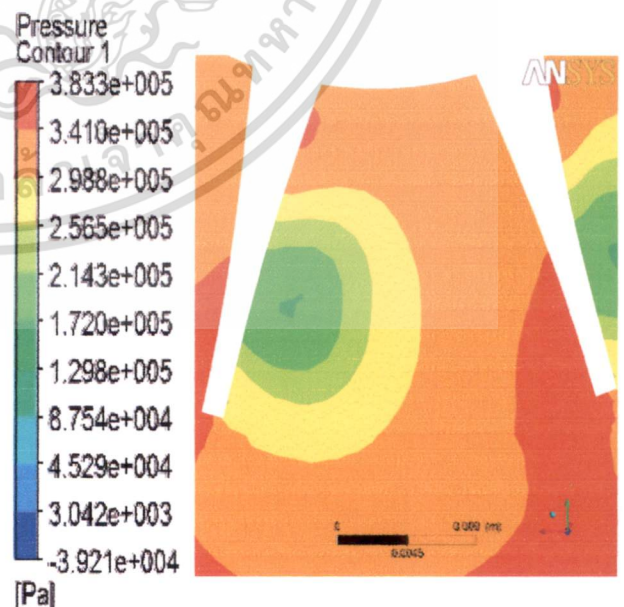
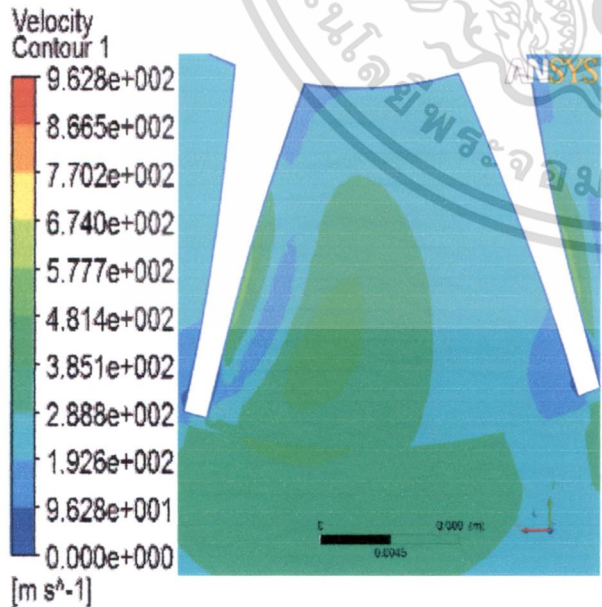
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



(b) กังหันแก๊สแนวรัศมีขนาด 196 mm

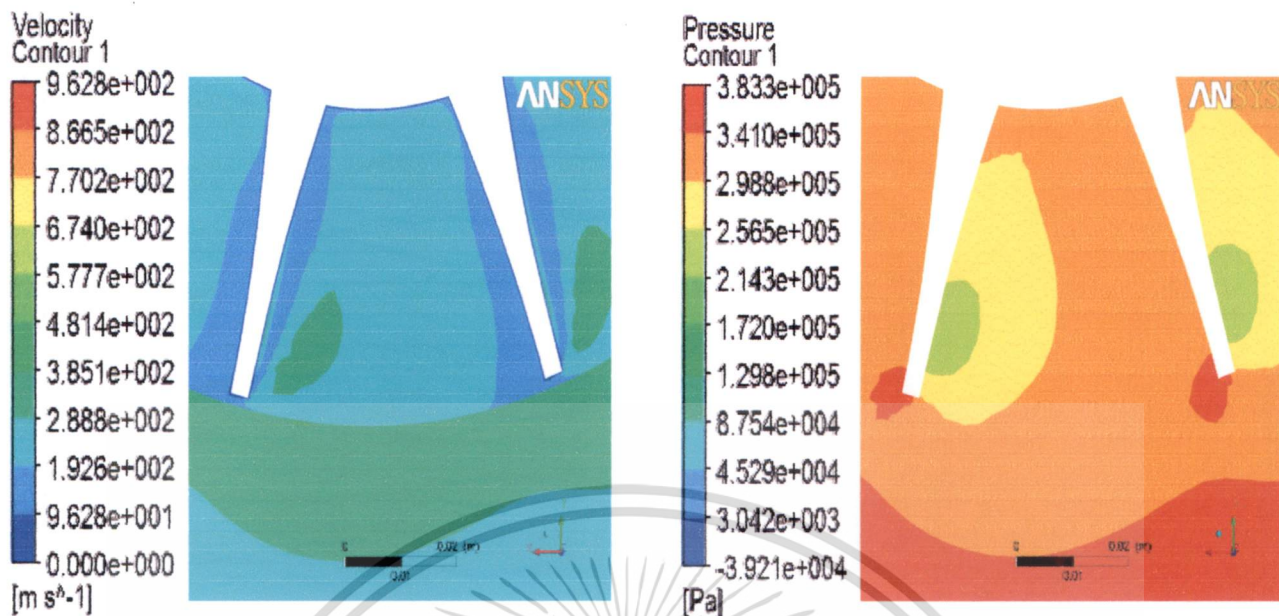
รูปที่ 6.4 แสดงเวกเตอร์ความเร็ว 3 มิติ ในระนาบ x-y บริเวณช่องการไหลที่ทางเข้าของกังหันแก๊สแนวรัศมี

6.2.2 การกระจายความเร็วและความดันของแก๊ส



(a) กังหันแก๊สขนาด 89 mm

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเฉพาะเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

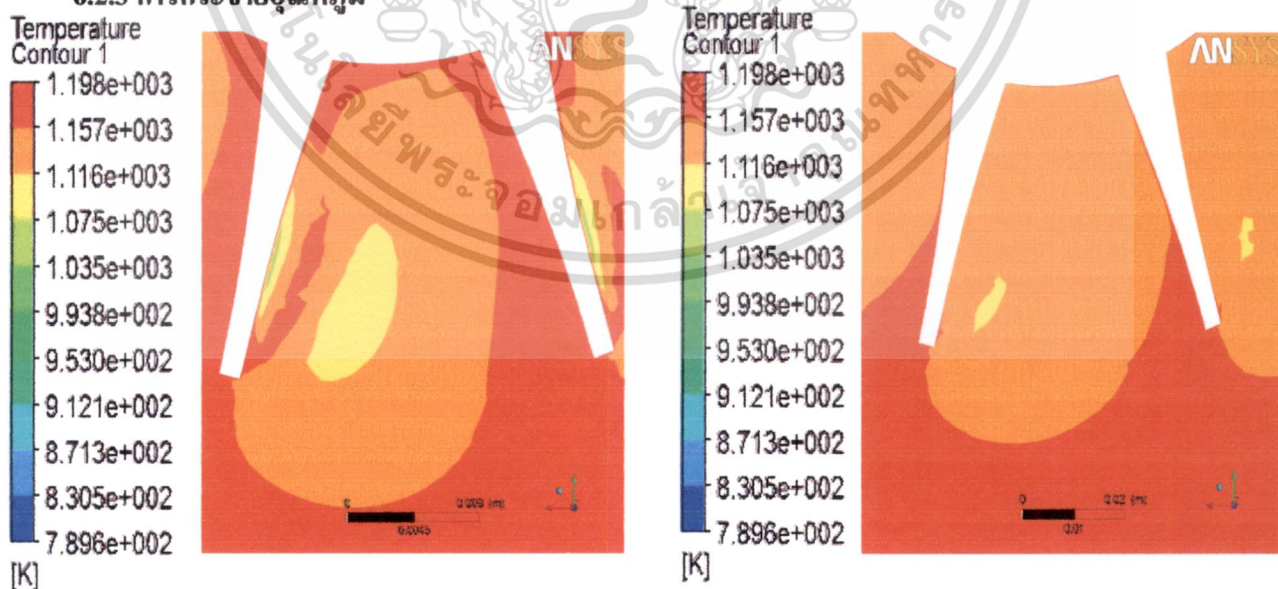


(b) กังหันแก๊สขนาด 196 mm

รูปที่ 6.5 การกระจายความเร็วและความดันในระนาบ x-y บริเวณช่องการไหลที่ทางเข้าของกังหันแก๊สแนวรัศมี

ส่วนในรูปที่ 6.5 (a) สังเกตบริเวณที่เกิดการไหลวนจะมีเกรเดียนต์ความเร็วและความดันมากกว่าบริเวณอื่นภายในช่องการไหลของกังหันแก๊สส่งผลให้เกิดความร้อนขึ้นภายในระบบแต่รูปที่ 6.5 (b) ก็มีการเกิดปรากฏการณ์ดังเช่นรูปที่ 6.5 (a) เช่นเดียวกันแต่ไม่รุนแรงเนื่องจากมีขนาดกังหันที่เพิ่มขึ้น

6.2.3 การกระจายอุณหภูมิ



กังหันแก๊สขนาด 89 mm

กังหันแก๊สขนาด 196 mm

รูปที่ 6.6 การกระจายอุณหภูมิแก๊สในระนาบ x-y

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนบริเวณช่องการไหลที่ทางเข้าของกังหันแก๊สแบบแนวรัศมีไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากรูปที่ 6.6 (a) แสดงถึงการไหลอย่างปั่นป่วนและไม่สม่ำเสมออย่างยิ่งจึงทำให้บริเวณนี้เกิดการเสียดสีกันระหว่างของไหลกับของไหลเนื่องจากการไหลปั่นป่วนจึงทำให้มีอุณหภูมิที่สูงแต่รูปที่ 6.6 (b) จะมีการกระจายอุณหภูมิอย่างสม่ำเสมอเนื่องจากสนามของการไหลที่เป็นระเบียบจึงก่อให้เกิดความร้อนที่น้อยลง

6.3 ปรากฏการณ์ภายในบริเวณปากทางเข้าช่องการไหลกึ่งหันแก๊สแนวรัศมี

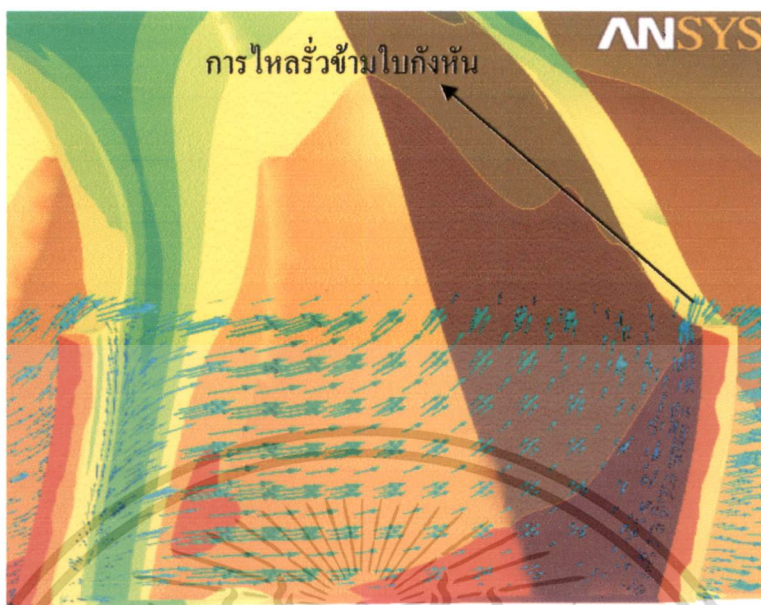
จากรูปที่ 6.7 แสดงการตัดระนาบที่ตำแหน่ง y เท่ากับ -42 mm (ขนาดกึ่งหัน 89 mm) และ y เท่ากับ -92.5 mm (ขนาดกึ่งหัน 196 mm)



รูปที่ 6.7 การตัดระนาบ $x-z$ ที่ทางเข้าช่องการไหล

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่ออนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

6.3.1 เวกเตอร์ความเร็ว



(a) กังหันแก๊สขนาด 89 mm



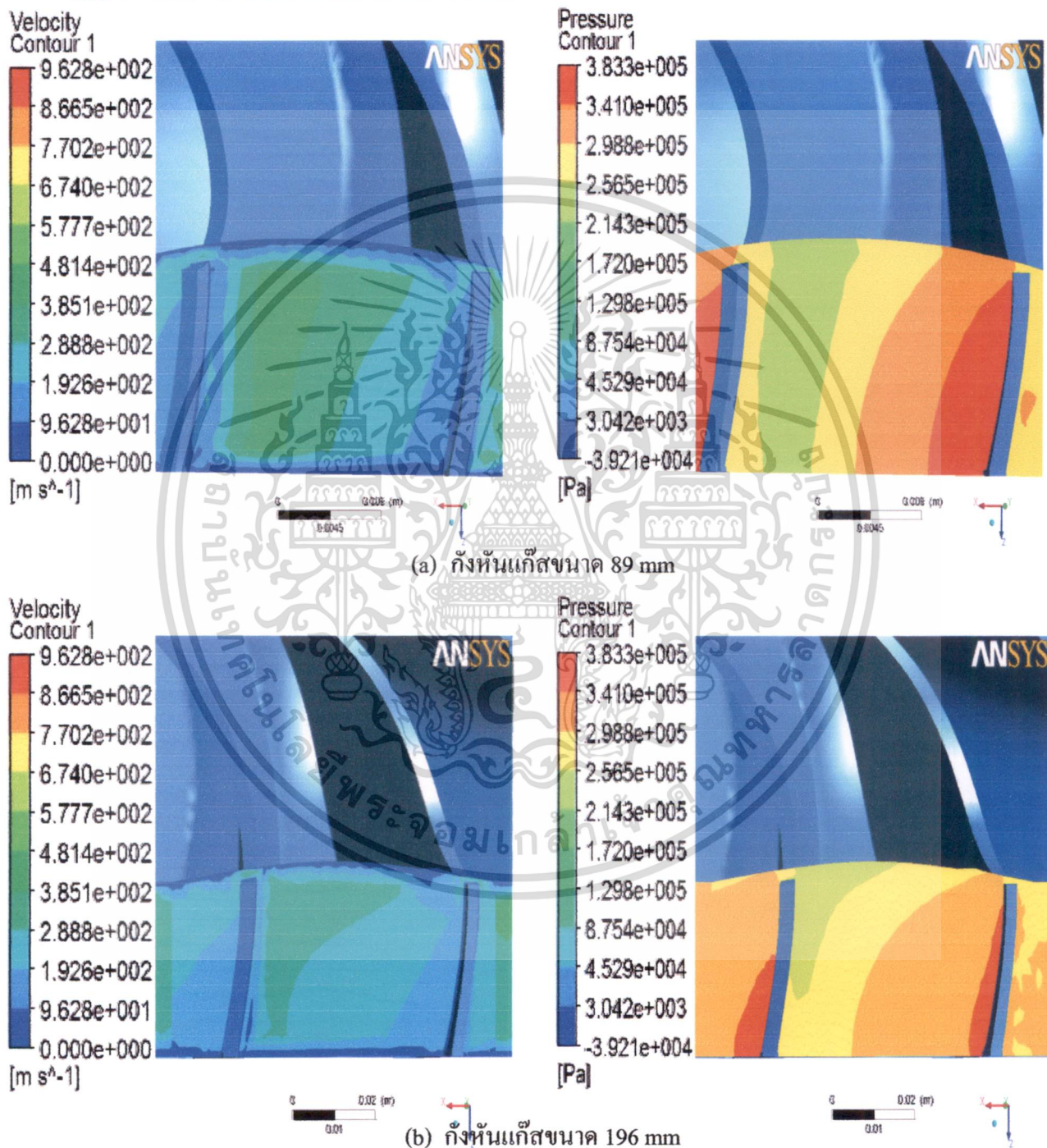
(b) กังหันแก๊สขนาด 196 mm

รูปที่ 6.8 เวกเตอร์ความเร็วในระนาบ x-z
บริเวณปากทางเข้ากังหันแก๊สแนวรัศมี

ผังรูปที่ 6.8 เป็นการแสดงทิศทางของของไหลที่ไหลเข้าปากทางช่องการไหลของกังหันแก๊ส ซึ่งรูปที่ 6.8(a) การไหลจะไม่ไหลเข้าไปตามทางภายในช่องการไหลของกังหันแต่รูปที่ 6.8 (b) จะมีไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การไหลที่ลู่เข้าตามทางของช่องการไหลอย่างเป็นระเบียบกว่าแต่สิ่งที่ปรากฏขึ้นทั้ง 2 กรณีนั้นคือปรากฏการณ์การไหลรั่วข้ามขอบของใบกังหันแก๊ส (Blade Tip Leakage) ปรากฏการณ์ดังกล่าวจึงส่งผลทำให้ไปรบกวนสนามการไหลในบริเวณข้างเคียงได้เช่นกัน

6.3.2 การกระจายความเร็วและความดันของแก๊ส

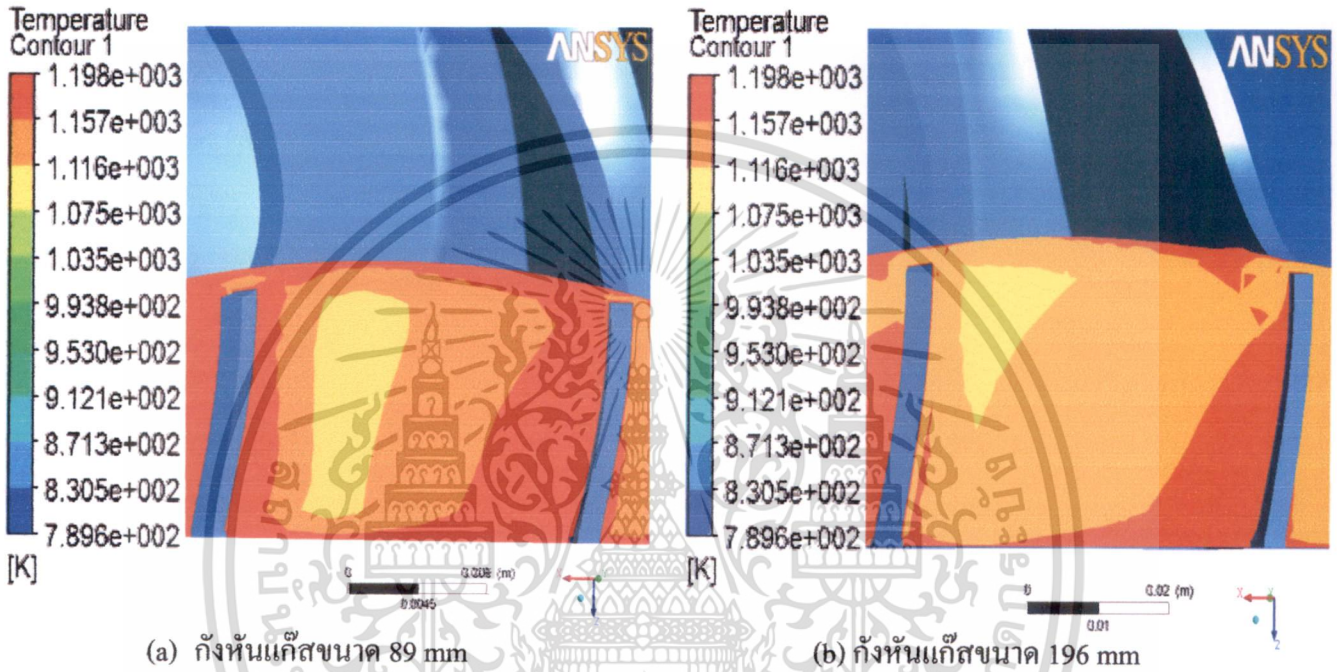


รูปที่ 6.9 การกระจายความเร็วและความดันในระนาบ x-z

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับ **บริเวณปากทางเข้าของกังหันแก๊สแนวรัศมี** เท่านั้น ไม่ให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากรูปที่ 6.9 (a) แสดงถึงการกระจายความเร็วอย่างไม่สม่ำเสมอเนื่องจากการมีการไหลปั่นป่วนบริเวณรอยปะสีแดงและมีความดันเพิ่มขึ้นบริเวณหน้าใบกังหันแก๊สเนื่องจากการปะทะของของไหลอย่างรุนแรงส่งผลทำให้ความเร็วลดลงน้อยลงแต่รูปที่ 6.9 (b) จะมีการกระจายความเร็วที่สม่ำเสมอและมีการปะทะที่ไม่รุนแรงนักเนื่องจากการไหลเข้าอย่างเป็นระเบียบ

6.3.3 การกระจายอุณหภูมิ

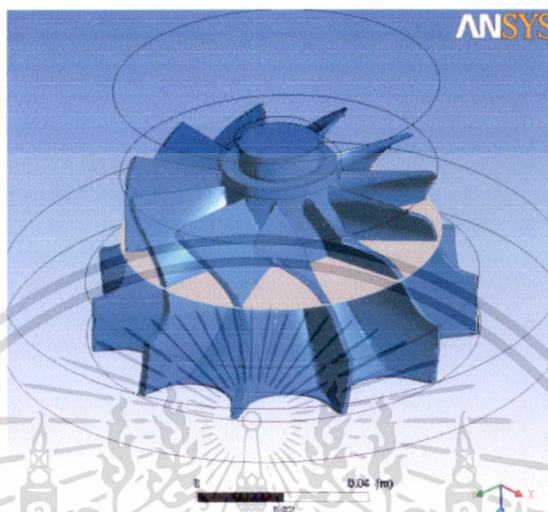


รูปที่ 6.10 การกระจายอุณหภูมิในระนาบ x-z บริเวณปากทางเข้ากังหันแก๊สแนวรัศมี

สังเกตรูปที่ 6.10 (b) บริเวณที่มีการไหลอย่างรุนแรงทำให้บริเวณปากทางเข้าใบกังหันมีการเสียดสีกันระหว่างของไหลแต่รูปที่ 6.10 (a) มีการกระจายอุณหภูมิที่ดีกว่าเนื่องจากการไหลที่เป็นระเบียบ

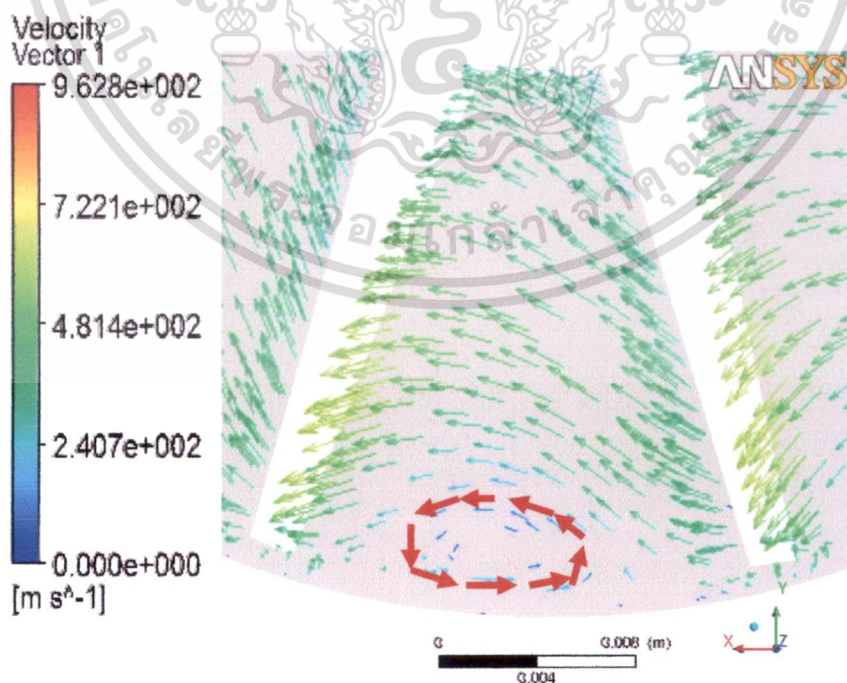
6.4 ปรากฏการณ์ภายในบริเวณกึ่งกลางช่องการไหลกึ่งหันแก๊สแนวรัศมี

จากรูปที่ 6.11 แสดงการตัดระนาบที่ตำแหน่ง y เท่ากับ -22.5 mm (ขนาดกึ่งหัน 89 mm) และ y เท่ากับ -49.5 mm (ขนาดกึ่งหัน 196 mm) หรือ ณ ตำแหน่ง 0.25 ในมิติไร้หน่วยของทั้ง 2 ขนาด



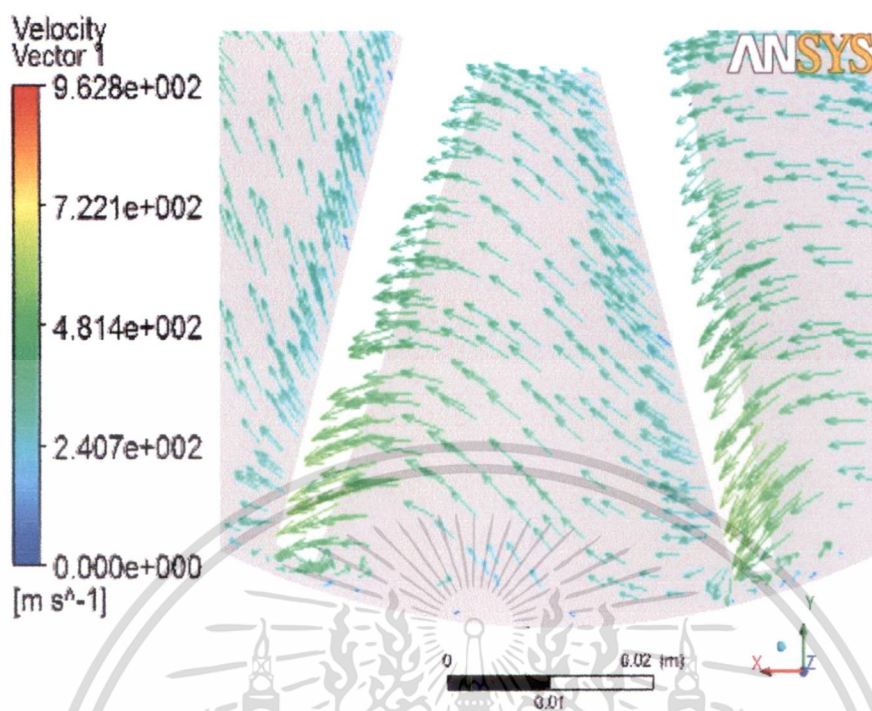
รูปที่ 6.11 แสดงมุมมอง 3 มิติ ของการตัดระนาบ x - y บริเวณกึ่งกลางช่องการไหลของกึ่งหันแก๊สแนวรัศมี

6.4.1 เวกเตอร์ความเร็ว



(a) กึ่งหันแก๊สขนาด 89 mm

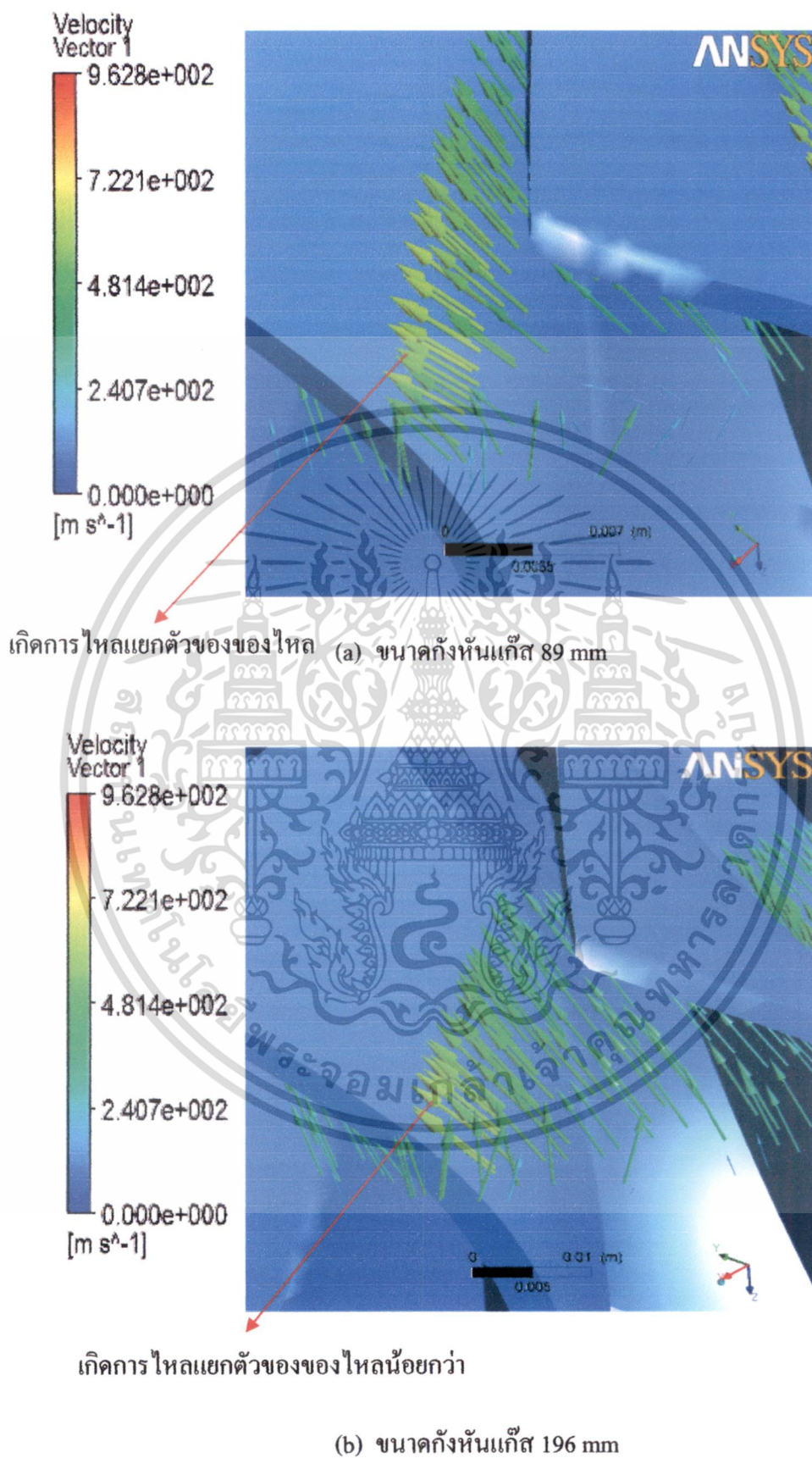
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



(b) กังหันแก๊สขนาด 196 mm

รูปที่ 6.12 เวกเตอร์ความเร็วในระนาบ x-y บริเวณกึ่งกลางช่องการไหลของกังหันแก๊สแนวรัศมี

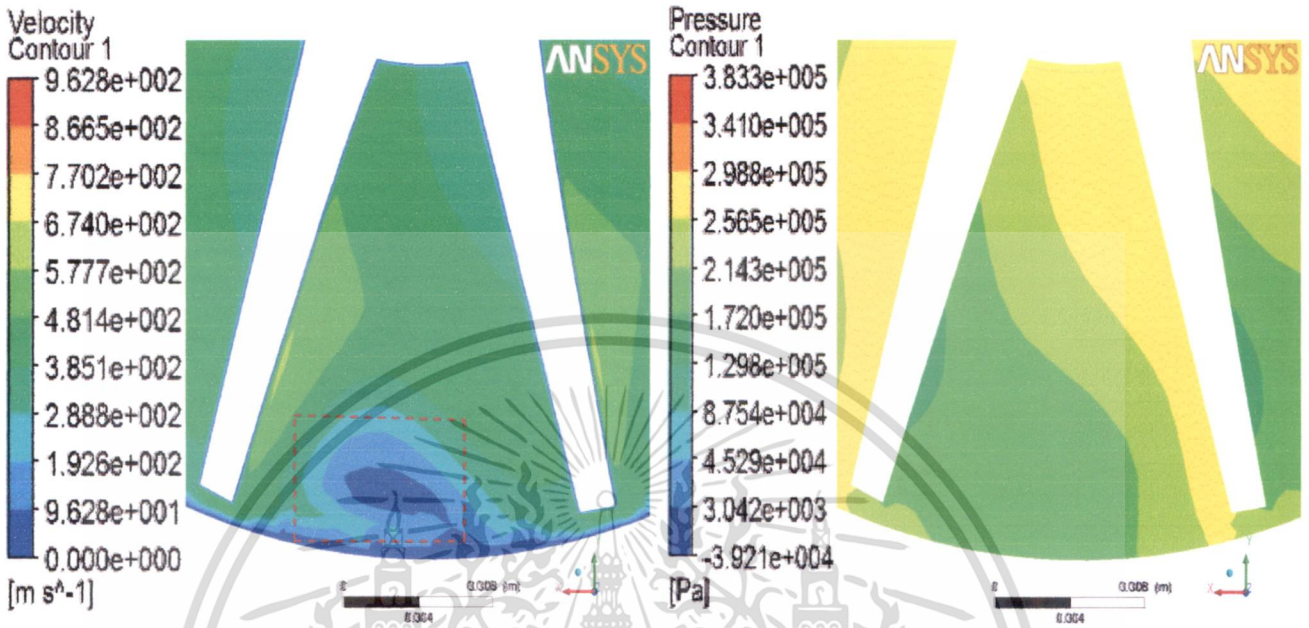
ขณะที่แก๊สไหลเข้าไปตามทางภายในช่องการไหลของกังหันแก๊ส แก๊สก็จะมีความเร็วที่เพิ่มขึ้น (พื้นที่หน้าตัดเล็กลง) ซึ่งสังเกตได้ดังรูปที่ 6.12 (a) จะมีการไหลอย่างอ่อนตัวและเล็กลง (ดัง ลูกศรสีแดงที่บ่งบอกทิศทางการหมุนวน) แต่รูปที่ 6.12 (b) ยังมีการไหลที่เป็นระเบียบกว่าและการไหลวนได้มีการสูญสลายไปจึงไม่ก่อเกิดการรบกวนกับสนามการไหลข้างเคียง และเพื่อความชัดเจนในการพิจารณาเกี่ยวกับทิศทางการไหลของแก๊สของทั้ง 2 กรณีได้มีการแสดงให้เห็น เวกเตอร์ความเร็วแบบ 3 มิติดังรูปที่ 6.13



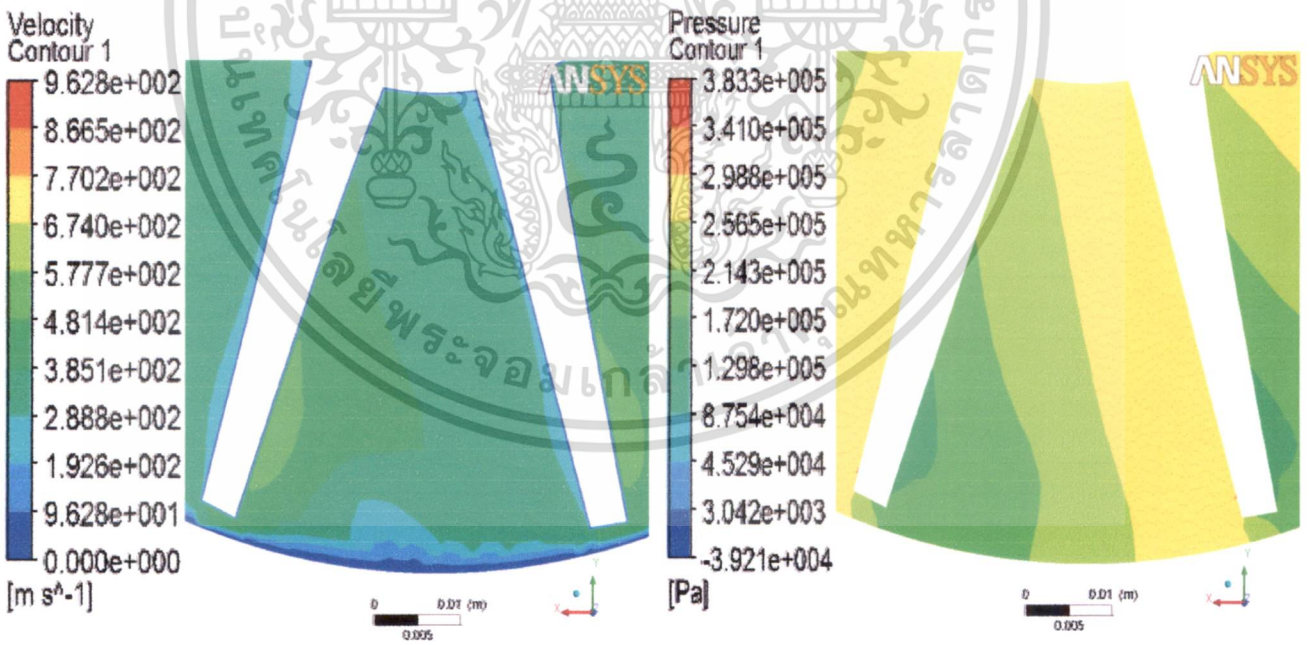
รูปที่ 6.13 แสดงเวกเตอร์ความเร็ว 3 มิติ ในระนาบ x-y

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้บริเวณกึ่งกลางของการไหลของก้านแก๊สแนวรัศมี
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

6.4.2 การกระจายความเร็วและความดันของแก๊ส



(a) กังหันแก๊สขนาด 89 mm



(b) กังหันแก๊สขนาด 196 mm

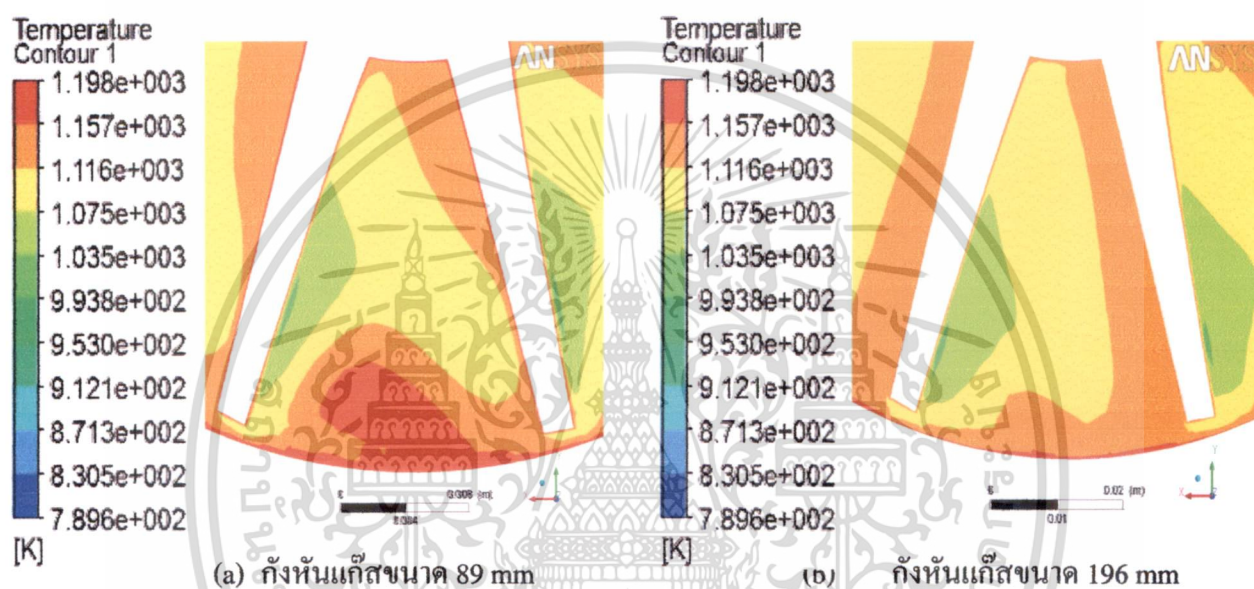
รูปที่ 6.14 การกระจายความเร็วในระนาบ x-y

บริเวณกึ่งกลางช่องการไหลของกังหันแก๊สแนวรัศมี

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากรูปที่ 6.14(a) บริเวณรอยปะสีแดงบ่งบอกถึงว่าการไหลวนที่อ่อนตัวลงจึงก่อให้เกิดการรบกวนกับสนามการไหลข้างเคียงทำให้การกระจายความเร็วที่ไม่สม่ำเสมอ และในส่วนรูปที่ 6.14(b) ความเร็วจะมีการเพิ่มขึ้นบริเวณด้านดูด (Suction Side) หรือบริเวณหลังใบกังหัน เนื่องจากการลดลงของความดัน

6.4.3 การกระจายอุณหภูมิ



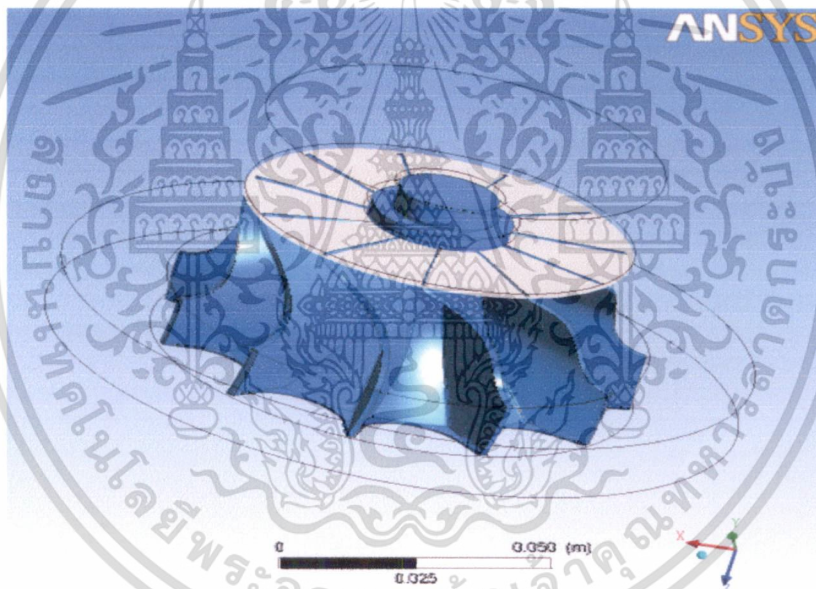
รูปที่ 6.15 การกระจายอุณหภูมิในระนาบ x-y บริเวณกึ่งกลางช่องการไหลของกังหันแก๊สแนวรัศมี

สังเกตในรูปการกระจายตัวของอุณหภูมิดังรูปที่ 6.18 (a) บริเวณที่ไหลวนนั้นจะมีอุณหภูมิที่สูงเนื่องจากการเสียดกันเองของของไหลและในรูปที่ 6.18(b) มีการกระจายอุณหภูมิที่ดีกว่าเนื่องจากไม่ได้รับอิทธิพลของการไหลวน

จากรูปที่ 6.16 (a) เป็นการแสดงอัตราการสูญเสียความร้อนที่มุมการไหลเข้ากังหันเท่ากับ 55 องศา แต่มีขนาดที่ต่างกันพบว่าบริเวณปลายใบกังหันของขนาดกังหัน 89 mm มีอัตราการสูญเสียความร้อนที่สูงกว่าขนาดกังหัน 196 mm และจากรูปที่ 6.16 (b) เป็นการแสดงอัตราการสูญเสียความร้อนที่มุมการไหลเข้าต่างกันเท่ากับ 5 องศา และ 55 องศาพบว่ามุมการไหลเข้ากังหันแก๊สที่ 5 องศา นั้นมีอัตราการสูญเสียความร้อนที่มากกว่ามุมการไหลเข้าเท่ากับ 55 องศา ซึ่งทั้ง 2 กรณีที่มีค่าอัตราการสูญเสียความร้อนที่สูงบริเวณปลายใบกังหันบ่งบอกถึงสนามการไหลที่มีความปั่นป่วนมาก มีการไหลที่ไม่เป็นระเบียบหรือบริเวณดังกล่าวนั้นมีการไหลวนเกิดขึ้นอันก่อให้เกิดความร้อนที่สูงมาก

6.5 ปรากฏการณ์ภายในบริเวณปลายสุดของช่องการไหลกังหันแก๊สแวนอร์คมี

จากรูปที่ 6.16 แสดงการตัดระนาบที่ตำแหน่ง z เท่ากับ -36.8 mm (ขนาดกังหัน 89 mm) และ y เท่ากับ -80 mm (ขนาดกังหัน 196 mm) หรือ ณ ตำแหน่ง 0.41 ในมิติไร้หน่วยของทั้ง 2 ขนาด



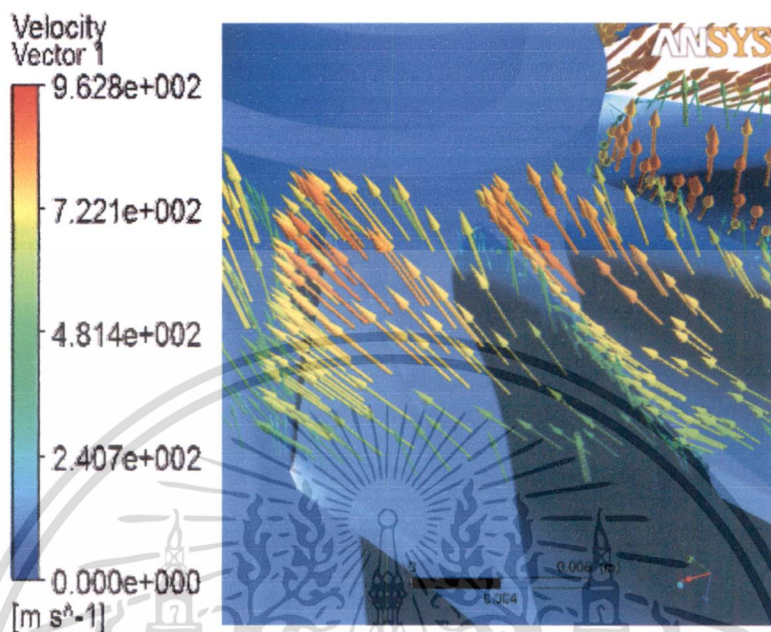
รูปที่ 6.17 แสดงมุมมอง 3 มิติ ของการตัดระนาบ x-y บริเวณปลายสุดช่องการไหลของกังหันแก๊สแวนอร์คมี

6.5.1 เวกเตอร์ความเร็ว

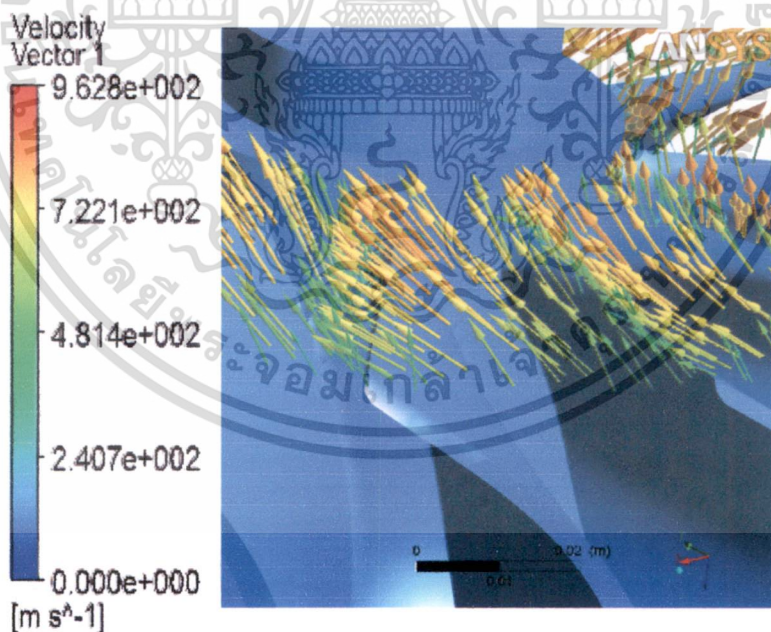
จากรูปที่ 6.18 (a) ขณะที่แก๊สไหลจนมาถึงปลายสุดของใบกังหันแก๊ส (ก่อนจะออกจากใบกังหัน) ตรงบริเวณหลังใบกังหันนั้นจะมีความเร็วสูงมากกว่ารูปที่ 6.18 (b) เนื่องจากมีพื้นที่ที่เล็กกว่าความเร็วจึงถูกรีดให้มีความเร็วสูงกว่าและสังเกตบริเวณขอบคุ่มและขอบใบกังหันของทั้ง 2

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กรณีจะมีความเร็วที่น้อยมากเนื่องจากเป็นความเร็วที่ไหลไปชนกับขอบคูลหรือขอบกั้นแต่ทิศทางของความเร็วทั้ง 2 นั้นมีทิศทางไหลพุ่งขึ้นออกไปสู่ทางออก



(a) กั้นกันแก๊สขนาด 89 mm

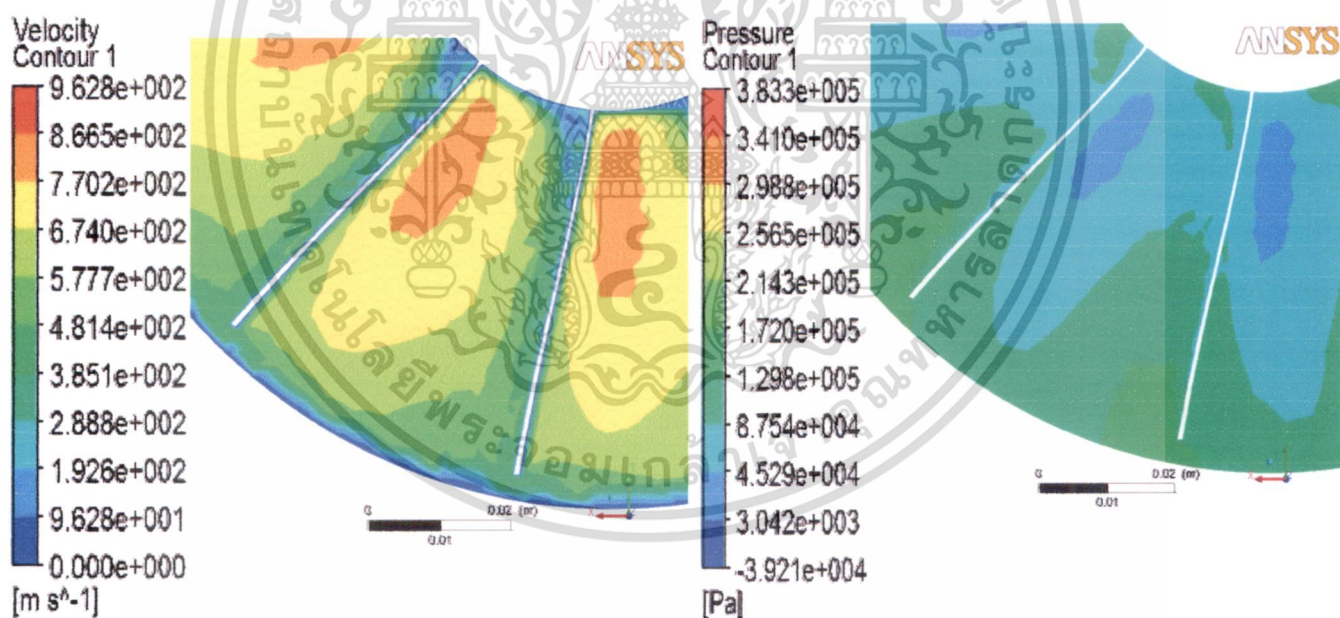
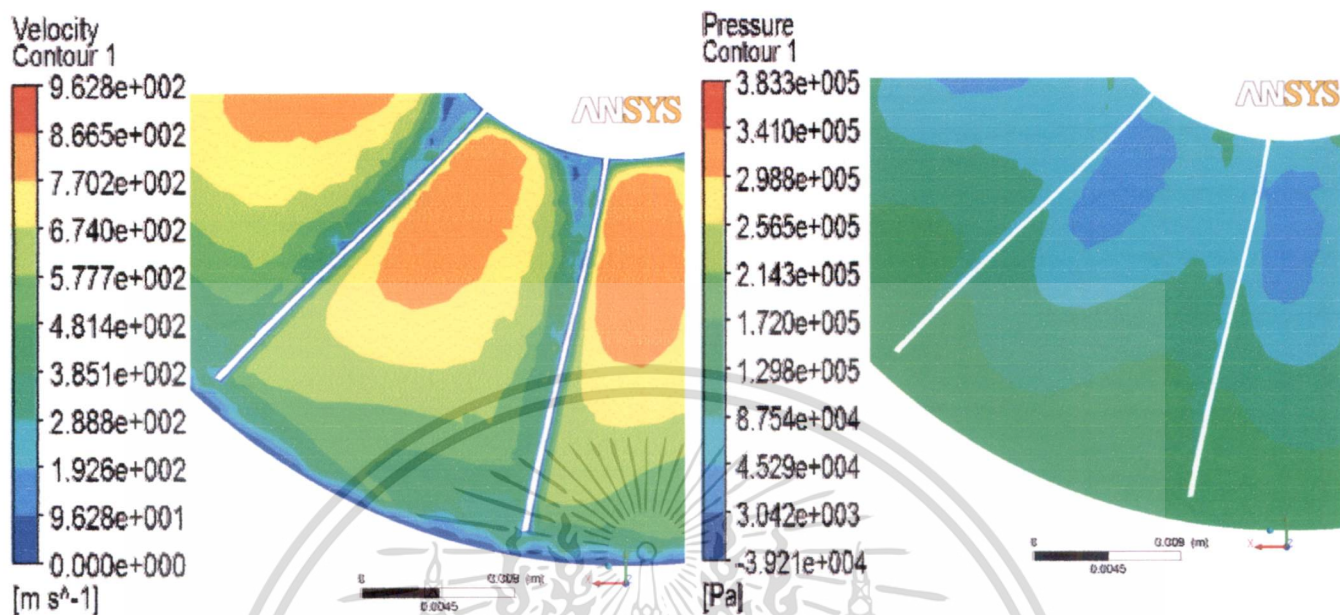


(b) กั้นกันแก๊สขนาด 196 mm

รูปที่ 6.18 แสดงเวกเตอร์ความเร็ว 3 มิติ ในระนาบ x-y บริเวณปลายสุดของการไหลของกั้นกันแก๊สแนวรัศมี

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

6.5.2 การกระจายความเร็วและความดันของแก๊ส



รูปที่ 6.19 การกระจายความเร็วและความดันในระนาบ x-y

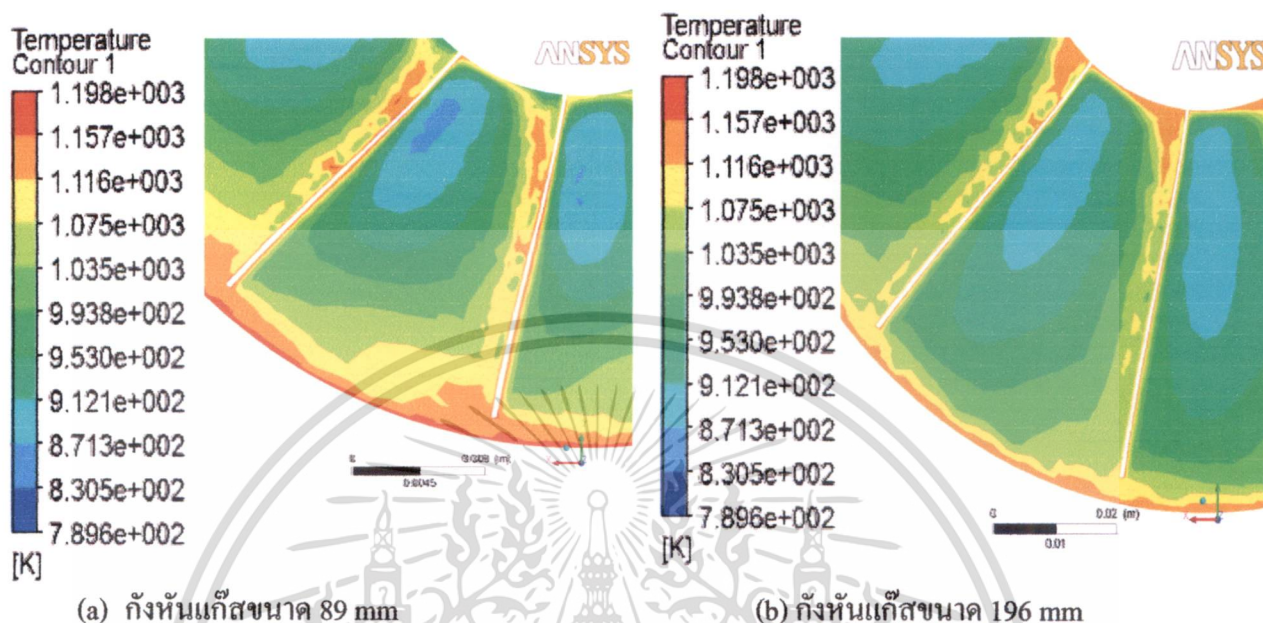
บริเวณปลายสุดของกรวยไหลของกังหันแก๊สแนวรัศมี

บริเวณปลายสุดของกรวยไหลจะมีพฤติกรรมความเร็วที่สูงที่สุดดังรูปที่ 6.19 เนื่องจากพื้นที่ของกรวยไหลแคบลงแต่รูปที่ 6.19 (a) มีเกรเดียนต์ความเร็วมากกว่ารูปที่ 6.19 (b) เนื่องจากการไหลอย่าง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ปั่นป่วน ด้วยความเร็วที่เพิ่มและพื้นที่ที่แคบลงจึงส่งผลทำให้เกิดความดันที่ลดลงบริเวณหลังใบกังหันและบริเวณหน้าใบกังหันจะความเร็วที่ลดลงเนื่องจากความเร็วไหลชนกับขอบใบกังหัน

6.5.3 การกระจายอุณหภูมิ



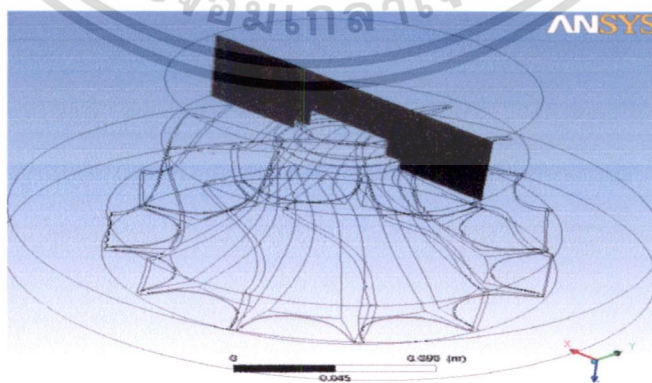
รูปที่ 6.20 การกระจายอุณหภูมิในระนาบ x-y

บริเวณปลายสุดของกรไหลของกังหันแก๊สแนวิร์ตี

สังเกตได้จากรูปที่ 6.20(a) เนื่องจากมีขนาดของกังหันแก๊สที่เล็กจึงทำให้สนามการไหลบริเวณนี้มีการเอื้อกันระหว่างของไหลกับของไหลส่งผลทำให้เกิดอุณหภูมิเพิ่มขึ้นมากกว่ารูปที่ 6.20(b)

6.6 ปรากฏการณ์บริเวณทางออกของกังหันแก๊สแนวิร์ตี

จากรูปที่ 6.16 แสดงการตัดระนาบที่ตำแหน่ง y เท่ากับ 0 ณ ตำแหน่ง z เท่ากับ 0.55 และ 0.65 ในมิติไร้หน่วยของทั้ง 2 ขนาด

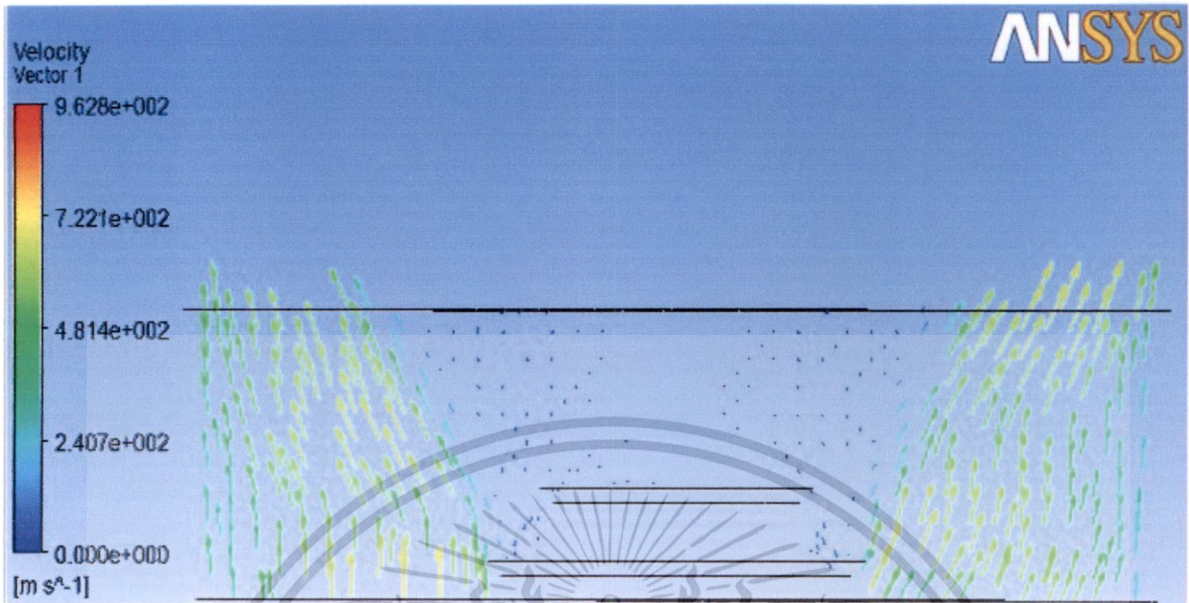


รูปที่ 6.21 แสดงมุมมอง 3 มิติ ของการตัดระนาบ x-z

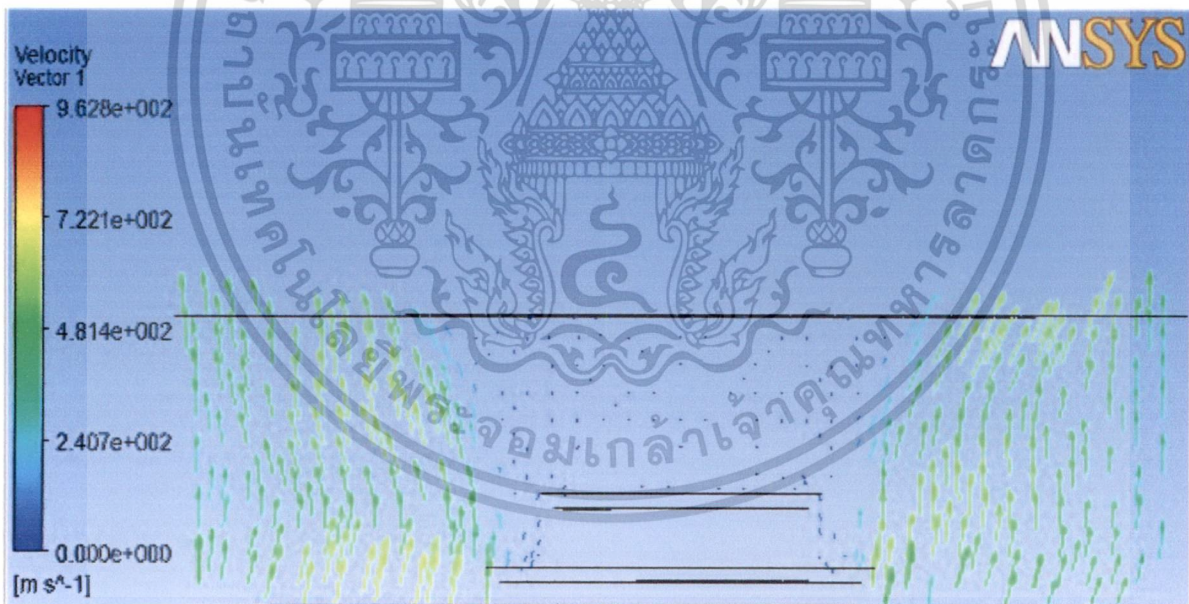
บริเวณทางออกของกังหันแก๊สแนวิร์ตี

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

6.6.1 เวกเตอร์ความเร็ว



(a) กิ่งหันขนาด 89 mm



(b) กิ่งหันขนาด 196 mm

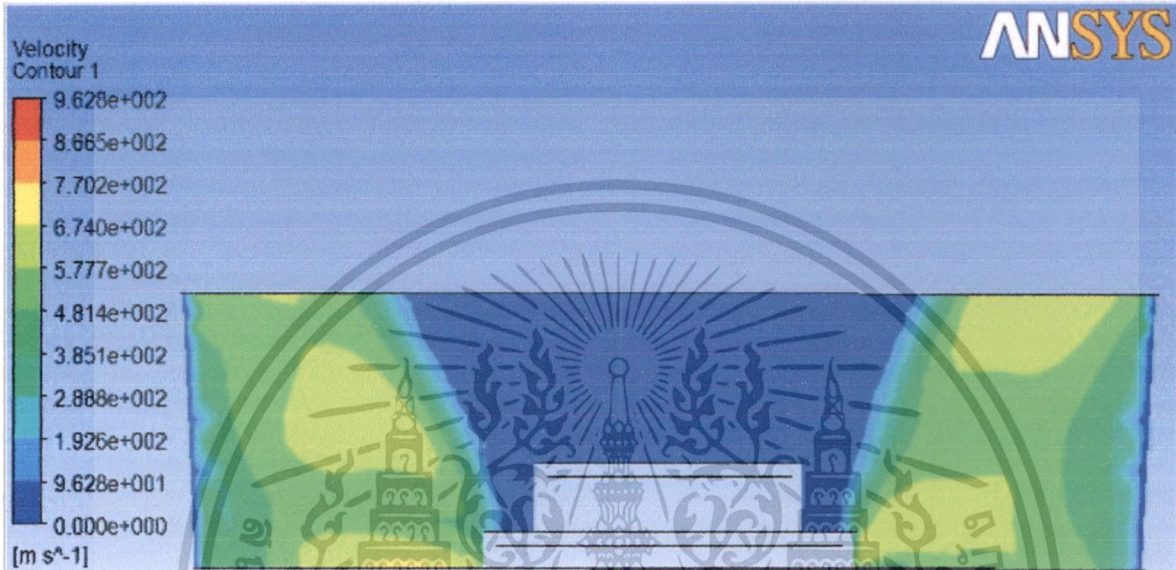
รูปที่ 6.22 เวกเตอร์ความเร็วในระนาบ x-z

บริเวณทางออกของกิ่งหันแก๊สแวนอร์สมี

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ขณะที่แก๊สไหลออกจากใบกังหันแก๊ส ความเร็วของแก๊สนั้นมีทิศทางพุ่ง(เฉียงออกไปตามทิศทางใบกังหัน) จะเห็นได้จากรูปที่ 6.22 หรือ จากรูปที่ 6.1 ในมุมมอง 3 มิติ โดยลักษณะการไหลออกจะไม่ค่อยแตกต่างกันและต่อไปจะเป็นการกล่าวเกี่ยวกับการกระจายความเร็วของแก๊ส

6.6.2 การกระจายความเร็วของแก๊ส



(a) กังหันขนาด 89 mm



(b) กังหันขนาด 196 mm

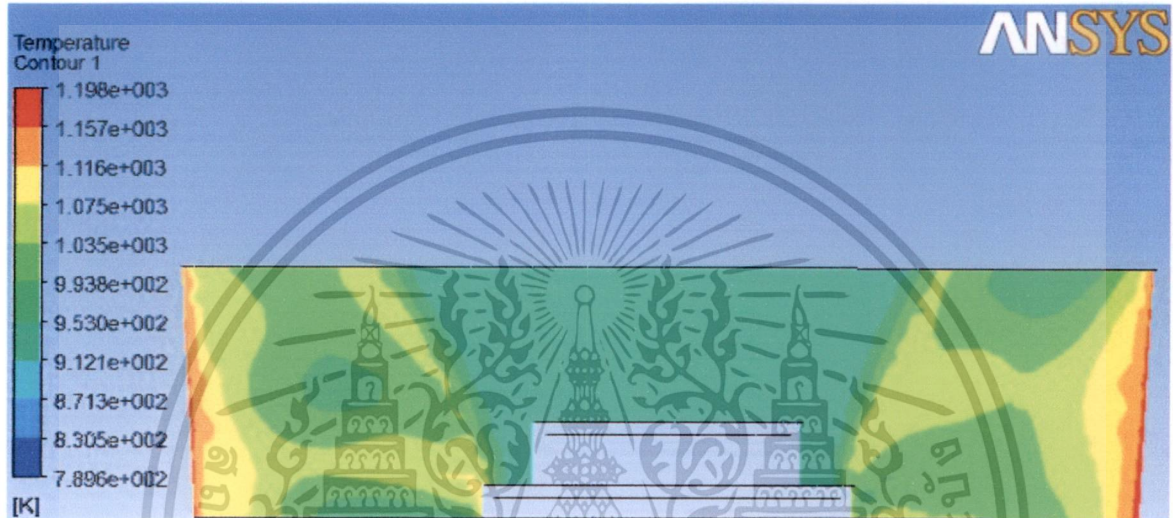
รูปที่ 6.23 การกระจายความเร็วในระนาบ x-z

บริเวณทางออกของกังหันแก๊สแนวรัศมี

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากรูปที่ 6.23 เป็นการกระจายความเร็วสังเกตเห็นว่าบริเวณคุ่มนั้นจะมีความเร็วที่น้อยและมีการหมุนวนขึ้นไปซึ่งการหมุนวนนี้เกิดขึ้นมาจากการความเร็วรอบของกังหันแก๊สส่งผลทำให้มีไปรบกวนกับสนามการไหลข้างเคียงเช่นกัน โดยรูปที่ 6.23(a) จะมีการกระจายความเร็วบริเวณคุ่มเป็นวงกว้างกว่ารูปที่ 6.23(b) เนื่องจากขนาดของกังหันแก๊สที่เล็กและความเร็วรอบทำให้มีความเร็วบริเวณดังกล่าวมากกว่าด้วย

6.6.3 การกระจายอุณหภูมิ



(a) กังหันขนาด 89 mm



(b) กังหันขนาด 196 mm

รูปที่ 6.24 การกระจายอุณหภูมิในระนาบ x-z

บริเวณทางออกของกังหันแก๊สแนวรัศมี

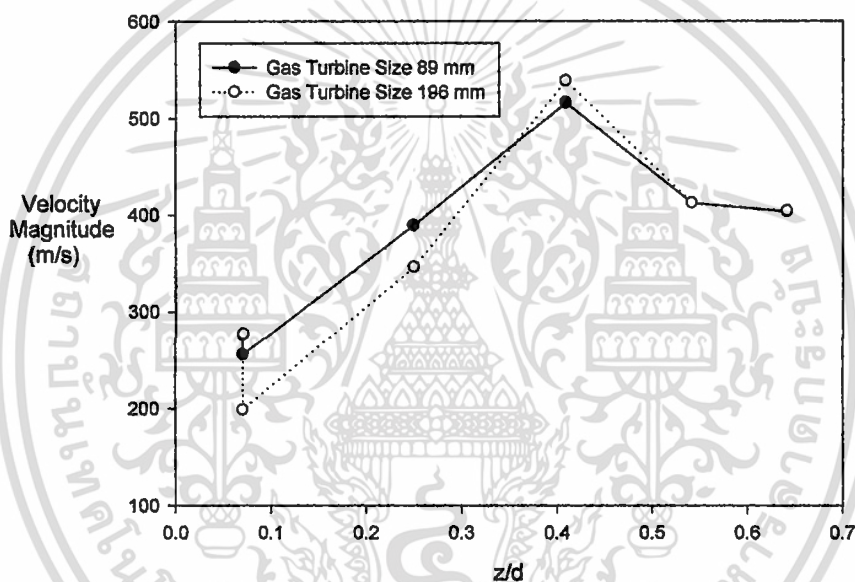
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การไหลของแก๊สมีความปั่นป่วนจึงทำให้ของไหลเกิดการเสียดสีกันก่อให้เกิดความร้อนขึ้นซึ่งในรูปที่ 6.24(a) จะเกิดความร้อนที่เพิ่มขึ้นมากกว่ารูปที่ 6.24(b)

6.7 ผลลัพธ์จากทางเข้าถึงทางออกของกังหันแก๊สแนวรัศมีขนาดเล็ก

หลังจากได้เห็นปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นในแต่ละตำแหน่งของกังหันแก๊สแล้ว จึงได้นำผลลัพธ์ที่ได้มาพล็อตเป็นกราฟซึ่งค่าที่ใช้ในงานวิจัยนี้เป็นค่าเฉลี่ย เหตุที่ใช้ค่าเฉลี่ยนั้นเป็นเพราะว่าในแต่ละตำแหน่งที่มีเกรเดียนต์ที่ต่างกันมาก ผลลัพธ์เป็นดังนี้

6.7.1 ขนาดความเร็ว

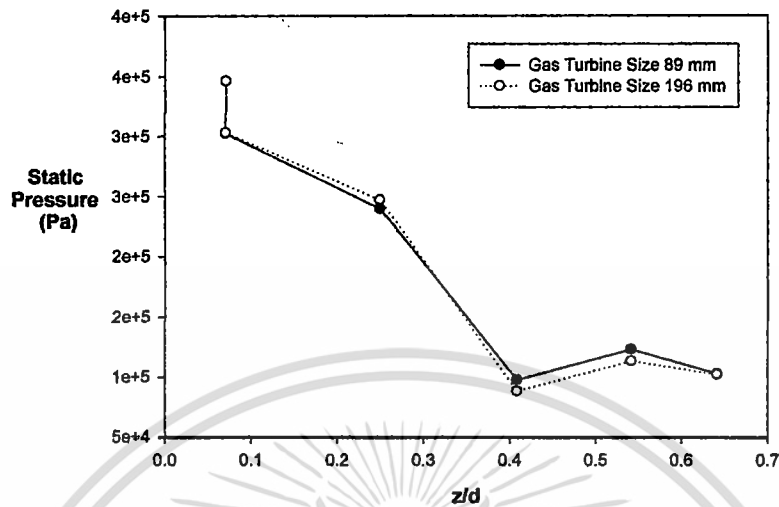


รูปที่ 6.25 ขนาดความเร็วจากทางเข้าถึงทางออกของกังหันแก๊สแนวรัศมี

จากรูปที่ 6.25 เป็นกราฟความเร็วที่แปรเปลี่ยนตามระยะความสูงของการตัดระนาบดังที่ได้แสดงมาก่อนหน้านี้เริ่มจากแก๊สไหลเข้ากังหันแก๊สจะมีความเร็วที่เพิ่มขึ้น ณ ตำแหน่ง 0.07 เป็นบริเวณ Stationary Frame จากนั้นเมื่อแก๊สไหลเข้าไปกังหัน ณ ตำแหน่ง 0.07 บริเวณ Rotating Frame ความเร็วก็จะลดลงเนื่องจากความเร็วแก๊สถูกหักล้างกับความเร็วรอบของกังหัน จนกระทั่งแก๊สไหลไปสู่ทางออกของใบกังหัน ณ ตำแหน่ง 0.41 แก๊สจะมีความเร็วสูงมากเนื่องจากความเร็วถูกรีดตัวแต่ละสัณฐานได้ว่าที่ตำแหน่ง 0.41 ความเร็วแก๊สของขนาดกังหัน 196 mm จะมีความเร็วมากกว่าความเร็วแก๊สขนาด 89 mm เป็นเพราะว่าขนาดที่โตกว่าจึงมีค่าการกระจายความเร็วที่มากกว่าขนาดกังหัน 89 mm หลังจากทีแก๊สไหลผ่านใบกังหันไปสู่ทางออกความเร็วแก๊สก็จะลดลง ณ ตำแหน่ง 0.65

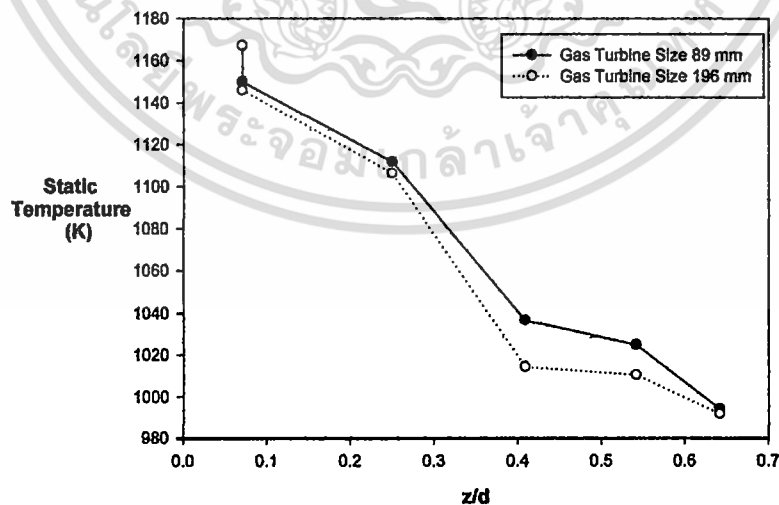
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

6.7.2 ความดันสถิตย์และอุณหภูมิสถิตย์



รูปที่ 6.26 ความดันสถิตย์จากทางเข้าถึงทางออกของกังหันแก๊สแนวรัศมี

จากรูปที่ 6.26 ที่ตำแหน่ง 0.07 ตรงทางเข้าของกังหันแก๊สจะมีความดันที่สูงมาก ขณะที่แก๊สไหลเข้ามาภายในช่องการไหลของกังหันจนมาถึงปลายสุดของช่องการไหลที่ตำแหน่ง 0.41 จะมีความดันที่ลดลงตามระยะทางของช่องการไหล หลังจากแก๊สไหลผ่านออกจากช่องการไหลไปสู่ทางออกความดันของแก๊สก็จะเพิ่มขึ้นเนื่องจากตรงทางออกมีพื้นที่ที่กว้าง สังเกตที่ตำแหน่งที่ 0.65 จะเห็นว่ามีความดันที่ลดลงเป็นเพราะว่าได้ควบคุมความดันทางออกให้มีค่าความดันเป็น 1 บรรยากาศ



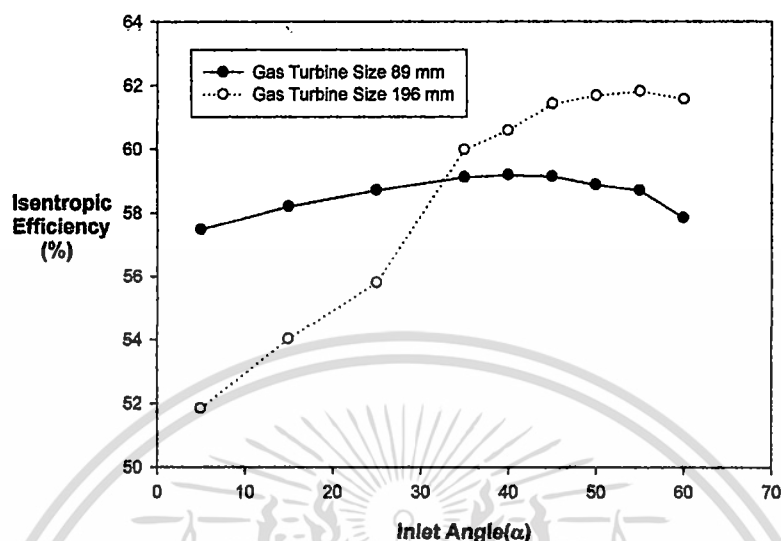
รูปที่ 6.27 อุณหภูมิสถิตย์จากทางเข้าถึงทางออกของกังหันแก๊สแนวรัศมี

พิจารณาอุณหภูมิจากทางเข้าถึงทางออกจากรูปที่ 6.27 พบว่าต้นทางเข้าที่ตำแหน่ง 0.07 จะมีอุณหภูมิที่สูงและลดลงอย่างต่อเนื่องที่ตำแหน่ง 0.65 เนื่องจากแก๊สเกิดการขยายตัว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

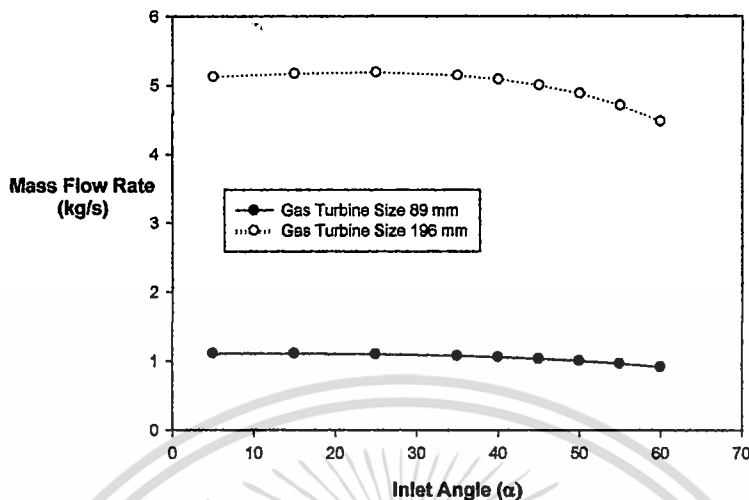
6.7.3 ประสิทธิภาพไอเซ็นโทรปิก



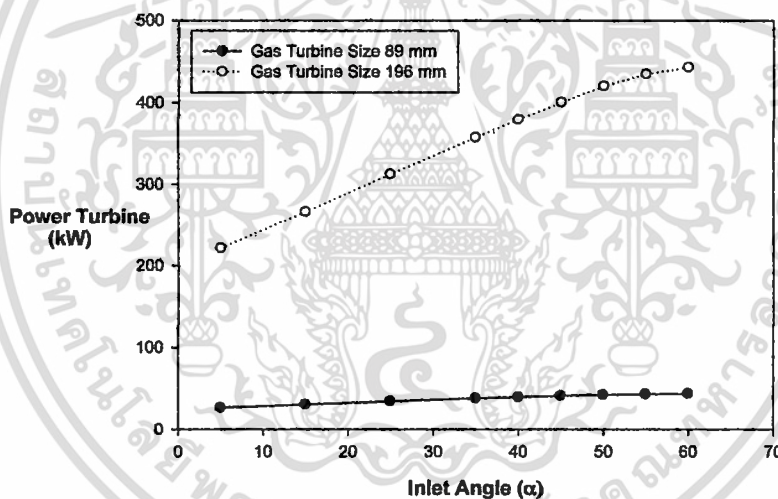
รูปที่ 6.28 ประสิทธิภาพไอเซ็นโทรปิกที่มุมทางเข้าต่างๆ

จากรูปที่ 6.28 เป็นการแปรเปลี่ยนประสิทธิภาพไอเซ็นโทรปิกกับมุมแก๊สไหลตรงทางเข้าของกังหันแก๊สพบว่าเมื่อมีการปรับเปลี่ยนมุมจาก 5-60 องศา จะเห็นประสิทธิภาพไอเซ็นโทรปิกมีแนวโน้มที่เพิ่มขึ้นและลดลงโดยที่มุมแก๊สเท่ากับ 55 องศา สำหรับขนาดกังหัน 196 mm มีค่าประสิทธิภาพไอเซ็นโทรปิกสูงสุดเท่ากับ 61.8% และมุมแก๊สเท่ากับ 40 องศา สำหรับขนาดกังหัน 89 mm มีค่าประสิทธิภาพไอเซ็นโทรปิกสูงสุดเท่ากับ 59.2% ดังรูปที่ 6.31(a) เมื่อดูรูปที่ 6.31(a) และรูปที่ 6.31(b) สำหรับขนาดกังหัน 89 mm จะสังเกตเห็นสนามการไหลที่มุมแก๊สเท่ากับ 40 องศา มีการไหลเข้าภายในช่องการไหลได้เป็นระเบียบกว่ามุมแก๊สเท่ากับ 55 องศาจึงก่อให้เกิดความร้อนเนื่องจากการเสียดสีของของไหลเท่ากับ 40.8% และเมื่อดูรูปที่ 6.31(c) และรูปที่ 6.31(d) สำหรับขนาดกังหัน 196 mm จะสังเกตเห็นสนามการไหลที่มุมแก๊สเท่ากับ 55 องศา มีการไหลเข้าภายในช่องการไหลได้เป็นระเบียบกว่ามุมแก๊สเท่ากับ 15 องศาจึงก่อให้เกิดความร้อนเนื่องจากการเสียดสีของของไหลเท่ากับ 38.2%

6.7.4 อัตราการไหลมวลและกำลังกังหัน

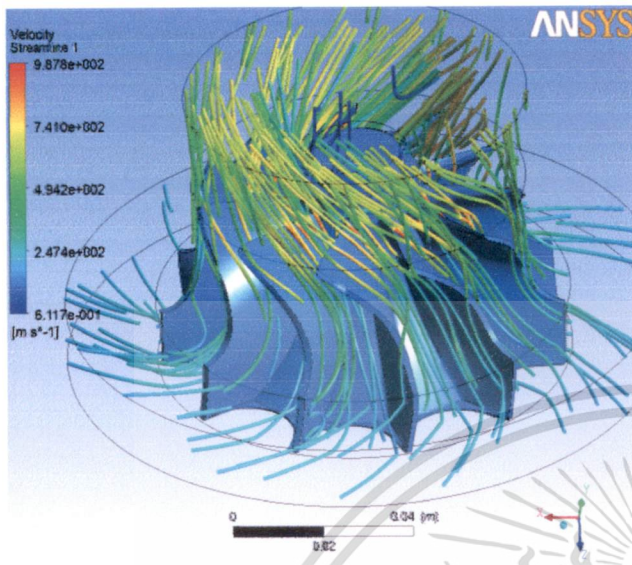


รูปที่ 6.29 อัตราการไหลมวลที่มุมทางเข้าเปลี่ยนไปของกังหันแก๊สแนวรัศมี

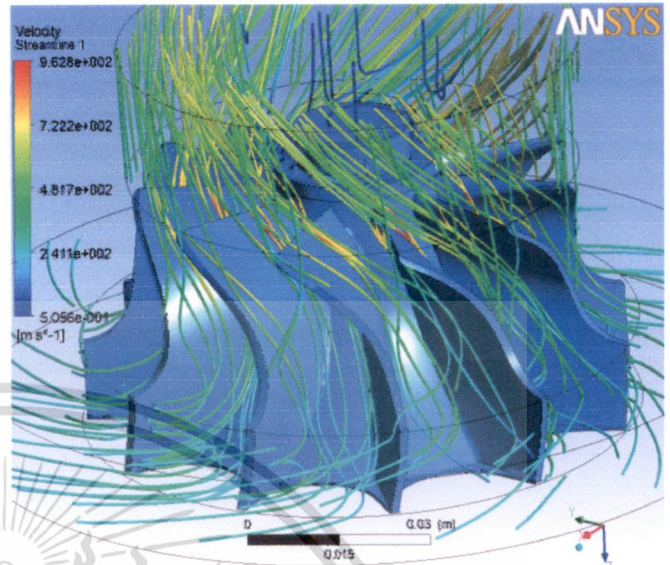


รูปที่ 6.30 กังหันกำลังที่มุมทางเข้าเปลี่ยนไปของกังหันแก๊สแนวรัศมี

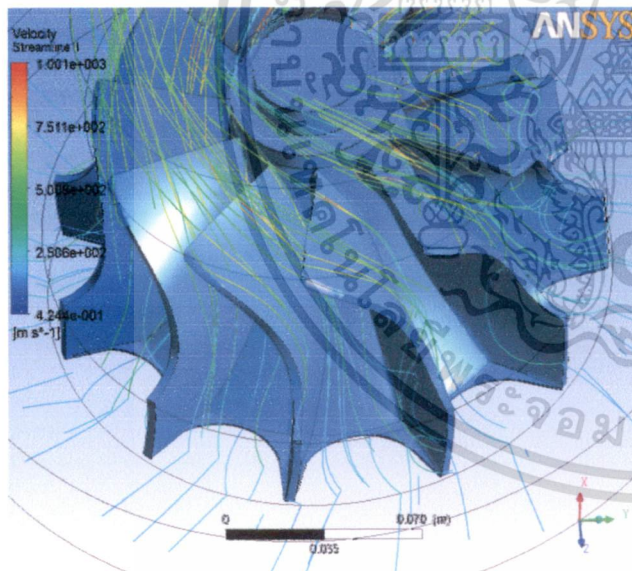
จากรูปที่ 6.29 สังเกตได้ว่าอัตราการไหลมีการเปลี่ยนไปเนื่องจากมุมทางเข้าของกังหันแก๊สพิจารณาที่มุมทางเข้าเท่ากับ 55 องศา จะมีอัตราการไหลมวลเท่ากับ 0.9 และ 4.7 kg/s ซึ่งมีค่าที่ต่างกันมาก เป็นเพราะว่าขนาดของกังหันแก๊สที่เปลี่ยนไปทำให้พื้นที่ทางเข้าขยายตามไปด้วย และการขยายขนาดกังหัน (2.1778 หรือประมาณ 2.2 เท่าจากขนาดกังหันเดิม) จึงทำให้ได้กำลังกังหันเท่ากับ 432 กิโลวัตต์ ดังรูปที่ 6.30 และขนาดกังหันต้นแบบมีกำลังกังหันเท่ากับ 43 กิโลวัตต์ เหตุที่เมื่อมุมการไหลน้อยไปทำให้ได้กำลังน้อย พิจารณาได้ที่มุมเท่ากับ 15 องศา ดังรูปที่ 6.31(c) พฤติกรรมของแก๊สจะไหลเข้าไปปะทะหลังใบกังหันแก๊สทำให้ด้านทิศทางการไหลรอบแต่เมื่อปรับเปลี่ยนมุมเท่ากับ 55 องศา ดังรูปที่ 6.31(d) แก๊สก็จะมี การไหลเข้าช่องการไหลโดยไม่ด้านกับความเร็วยังได้แรงบิดที่เพิ่มขึ้น



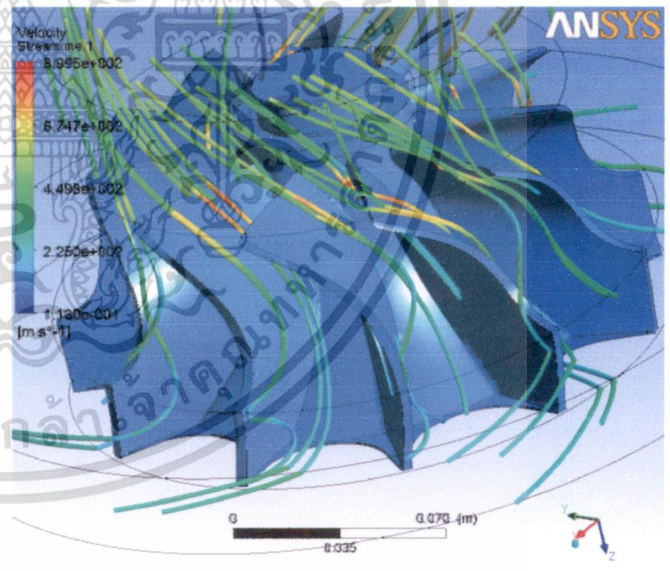
(a) มุมแก๊สไหลเข้า 40 องศา



(b) มุมแก๊สไหลเข้า 55 องศา



(c) มุมแก๊สไหลเข้า 15 องศา



(d) มุมแก๊สไหลเข้า 55 องศา

รูปที่ 6.31 แสดงเส้นการไหลเข้าก้านแก๊สที่มุมต่างๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 7

สรุปผลการจำลองและข้อเสนอแนะ

7.1 สรุปผลการจำลอง

ในงานวิจัยนี้ได้ศึกษารายละเอียดของสมรรถนะของกังหันแก๊สแนวรัศมีขนาดเล็ก (Small Radial Gas Turbine) โดยศึกษาถึงอิทธิพลของขนาดกังหันที่ได้ขยายจากกังหันต้นแบบด้วยวิธีการวิเคราะห์เชิงมิติ (Dimensional Analysis) ที่มีอัตราส่วนพิกัดกำลังสัมพันธ์กับกำลังสามของอัตราส่วนเส้นผ่านศูนย์กลางใบกังหันจากวิธีดังกล่าวจึงได้ขนาดของกังหันแก๊สเท่ากับ 196 mm จากนั้นนำไปจำลองโดยใช้หลักทางพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณร่วมกับโปรแกรมทำนายผลที่มีชื่อว่า ANSYS CFX 12.0 โดยมีความดันรวมเท่ากับ 4 bar อุณหภูมิรวมเท่ากับ 1200 K ความเร็วรอบกังหันคงที่เท่ากับ 20000 rpm มุมการไหลเข้ากังหันเท่ากับ 5-60 องศาและกำหนดให้แก๊สมีสถานะการไหลแบบคงตัว ตั้งแต่ทางเข้าจนไปถึงทางออกของกังหันแก๊ส พบได้ว่าขนาดกังหันที่ 196 mm สามารถผลิตกำลังกังหันเท่ากับ 432 kW ซึ่งคลาดเคลื่อนจากเป้าหมายเท่ากับ 1.8% จากนั้นได้ดูถึงพฤติกรรมของสนามการไหล การกระจายความดัน การกระจายอุณหภูมิ ภายในช่องการไหลของกังหันแก๊สรวมไปถึงอัตราการไหลมวล และประสิทธิภาพไอเซ็นโทรปิก ซึ่งจากการจำลองสามารถสรุปได้ดังนี้

โดยพิจารณาสนามการไหลภายในช่องการไหลของกังหันพบว่า การไหลภายในช่องการไหลขนาดกังหันเท่ากับ 89 mm ที่มีมุมทางเข้าเท่ากับ 55 องศา จะเกิดการไหลวนเป็นวงกว้างและมีการไหลอย่างปั่นป่วนมากส่งผลให้สนามการไหลข้างเคียงได้รับผลกระทบเกิดการไหลที่ไม่เป็นระเบียบ เนื่องจากมีขนาดที่เล็กจึงไม่สัมพันธ์กับความเร็วรอบของกังหันส่งผลทำให้แก๊สไหลไปปะทะกับใบกังหันมากกว่าที่ไหลเข้าสู่ช่องใบกังหันแต่เมื่อทำการขยายขนาดกังหันให้มีค่าเท่ากับ 196 mm มีมุมทางเข้าเท่ากับ 55 องศา พบว่าแก๊สที่ไหลภายในช่องการไหลเกิดการไหลวนที่เล็กลง เนื่องจากมีขนาดที่โตขึ้นจึงมีความสัมพันธ์กับความเร็วรอบของกังหันทำให้ความเร็วแก๊สไหลเข้าสู่ช่องใบกังหันมากกว่าไหลไปปะทะกับใบกังหัน

พิจารณาการกระจายความดันและการกระจายอุณหภูมิภายในช่องการไหลของกังหันพบว่า ในบริเวณที่เกิดการไหลวนและการไหลอย่างปั่นป่วนของขนาดกังหันเท่ากับ 89 mm จะมีอุณหภูมิที่สูงเนื่องมาจากการไหลเฉือนกันระหว่างของไหลกับของไหลก่อให้เกิดความร้อน และที่มุมแก๊สทางเข้าเท่ากับ 40 องศา จะมีค่าประสิทธิภาพไอเซ็นโทรปิกสูงสุดเท่ากับ 59.2% นั้นหมายความว่ามีการผลิตความร้อนเนื่องจากการการไหลเฉือนเท่ากับ 40.8% และมีการกระจายความดันที่มากบริเวณปลายใบกังหันเนื่องจากมีแก๊สไหลปะทะกับใบกังหันอย่างรุนแรงส่งผลให้ความดันในบริเวณนี้สูงขึ้นแต่ถ้าพิจารณาการกระจายความดันและอุณหภูมิภายในช่องการไหลของกังหันพบว่า

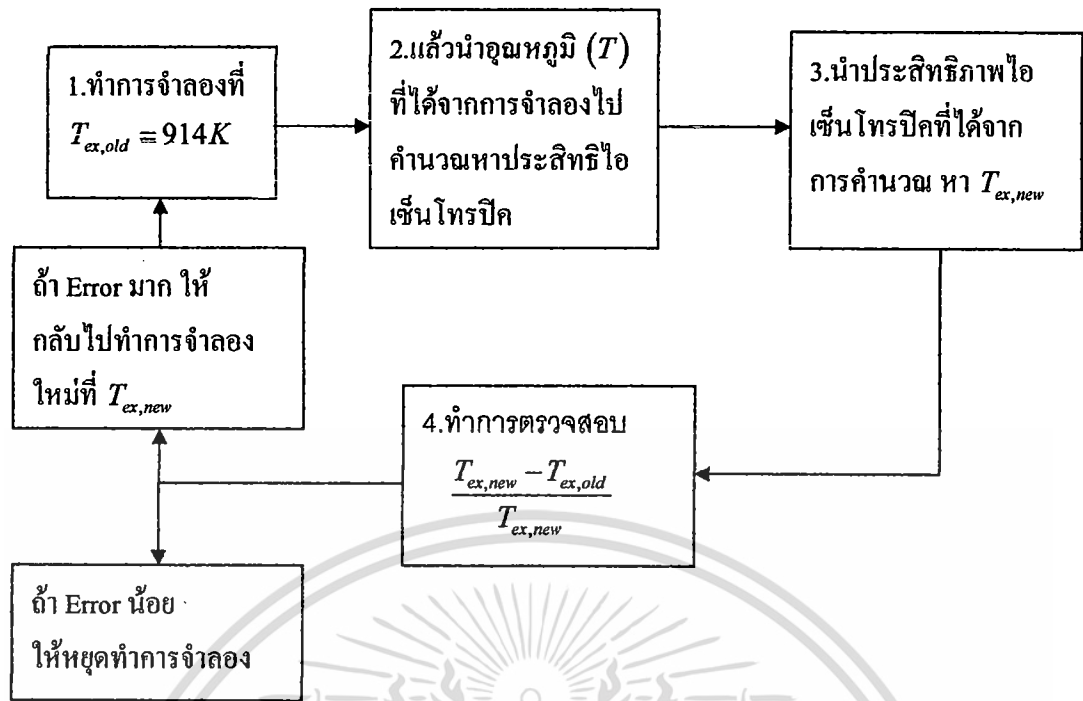
ในบริเวณที่เกิดการไหลวนและการไหลอย่างปั่นป่วนของขนาดกังหันเท่ากับ 196 mm จะมีอุณหภูมิที่สูงน้อยกว่ากรณีแรก เนื่องมาจากมีการไหลที่เป็นระเบียบมากกว่าก่อให้เกิดการเสียดกันระหว่างของไหลกับของไหลที่ก่อให้เกิดความร้อนลดลง และที่มุมแก๊สทางเข้าเท่ากับ 55 องศา จะมีค่าประสิทธิภาพไอเซ็นโทรปีคสูงสุดเท่ากับ 61.8% นั้นหมายความว่ามีการผลิตความร้อนเนื่องจากการการไหลเดือนเท่ากับ 38.2% และมีการกระจายความดันที่น้อยลงบริเวณปลายใบกังหันเนื่องจากแก๊สไหลเข้าไปสู่ช่องการไหลมากกว่าไหลเข้าไปปะทะกับใบกังหันส่งผลให้ความดันในบริเวณนี้ลดลง

โดยพิจารณาอัตราการไหลมวลที่ไหลภายในกังหันแก๊สพบว่าขนาดกังหันเท่ากับ 89 mm ที่มีมุมไหลเข้าเท่ากับ 55 องศา จะมีค่าอัตราการไหลมวลเท่ากับ 0.9 kg/s และที่ขนาดกังหันเท่ากับ 196 mm มุมการไหลเข้าเท่ากับ 55 องศา จะมีค่าอัตราการไหลมวลเท่ากับ 4.7 kg/s ซึ่งทั้ง 2 ขนาดนี้มีค่าอัตราการไหลมวลที่แตกต่างกันมาก เนื่องจากการขยายขนาดทำให้มีพื้นที่ที่ทางเข้าเพิ่มขึ้น

พิจารณามุมของแก๊สไหลที่ทางเข้ากังหันแก๊สพบว่าที่มุมของแก๊สไหลเข้ากังหันเท่ากับ 15 องศา มีเส้นการไหลความเร็วที่ไหลด้านกับใบกังหันส่งผลให้มีแรงบิดของกังหันแก๊สที่น้อย

7.2 ข้อเสนอแนะ

1. ควรทำการปรับปรุงรูปทรงของใบกังหัน เช่นมุมใบทางเข้าและมุมใบทางออกรวมไปถึงความหนาและขนาดของใบกังหัน โดยใช้โปรแกรมเฉพาะด้าน ว่าต้องมีรูปทรงอย่างไรถึงจะเหมาะสมกับอัตราการไหลมวลเท่ากับ 1.3 kg/s ที่ความเร็วรอบเท่ากับ 20000 rpm
2. ควรทำการจำลองแก๊สไอเสียที่ได้จากการเผาไหม้ด้วยแก๊สชีวภาพเพื่อความเสมือนจริงยิ่งขึ้นและทำการเปรียบเทียบกับผลการจำลองในงานวิจัยนี้ว่ามีความคลาดเคลื่อนมากน้อยเพียงใด
3. ควรทำการปรับปรุงทิศทางการไหลของแก๊สให้สอดคล้องกับมุมรับของใบกังหันเพื่อลดการก่อให้เกิดการไหลวนภายในช่องการไหลอันส่งผลต่อสนามการไหลใกล้เคียง
4. ควรปรับปรุงระยะระหว่างกังหันกับ โครงเรือนเพื่อดูพฤติกรรมการไหลร่วข้ามใบว่าส่งผลกระทบอย่างไรบ้างกับกังหันแก๊สแนวร์คมี
5. ควรทำการจำลองการทำงานของแก๊สที่ขึ้นกับเวลา ซึ่งจะทำให้เห็นการเปลี่ยนแปลงของค่าตัวแปรต่าง ๆ ที่เวลาต่าง ๆ กรณีที่มี Inlet Guide Vane
6. เงื่อนไขขอบเขตของอุณหภูมิที่ทางออกไม่ควรกำหนดเป็นค่าตายตัว เนื่องจากผลลัพธ์ที่ได้ อาจจะมีการคลาดเคลื่อนจากความเป็นจริงได้
7. ควรทำการตรวจสอบอุณหภูมิทางออกให้มีความเหมาะสมกับแบบจำลองกังหันแก๊สแนวร์คมีขนาดเล็ก โดยสามารถติดตามขั้นตอนข้างล่างนี้ได้



หรือไม่ต้องกำหนดอุณหภูมิที่ทางออกแต่ทำการขยายช่องการไหลที่ทางออกให้ยาวมากขึ้นเรื่อยๆ แล้วดูว่ามีการลู่อเข้าของคำตอบของอุณหภูมิที่ความยาวของช่องการไหลเท่ากับเท่าไร

8. ควรมีการตรวจสอบรูปทรงกึ่งตันที่เป็น Model เทียบกับรูปทรงกึ่งตันจริงเพื่อให้แน่ใจถึงความถูกต้องของรูปทรง Model ที่ได้จากการลดแบบโดยกระบวนการวิศวกรรมย้อนรอย

9. ควรศึกษาผลกระทบของการเลือกใช้ Turbulence Model ที่ส่งผลต่อแบบจำลองกึ่งตันแก๊สแนวรัศมีขนาดเล็ก

เอกสารอ้างอิง

- [1] Claire Soares. 2007. Microturbines Application for Distributed Energy System. London : Elsevier.
- [2] Tony Giampaolo. 2006. Gas Turbine Handbook Principles and Practices. 3rd ed. Boca Raton : Fairmont Press,Inc.
- [3] Meinhard Schobeiri. 2005. Turbomachinery Flow Physics and Dynamic Performance. New York : Springer.
- [4] M. J. Moore. 2002. Micro-Turbine Generators. London: Professional Engineering.
- [5] Andrew Wang, Benny Benson and Ed Wheless, Microturbine Operating Experience at Landfills, Swana LFG Symposium-Tampa, Florida, Capstone Turbine Corporation, Paris), 2003.
- [6] J. Ling, K.C. Wong and S. Armfield, Numerical Investigation of a Small Gas Turbine Compressor, 16th Australasian Fluid Mechanics Conference, Australasian, 2007.
- [7] R. Aghaei tog, A.M. Tousei and A. Tourani, Comparison of Turbulence Methods in CFD Analsis of Compressible Flow in Radial Turbomachines, Aircraft Engineering and Aerospace Techology, Vlo. 80 (6), 2008, pp. 657-665.
- [8] Kui Jiao, Harold Sun, Xianguo Li, Hao Wu, Eric Krivitzky, Tim Schram and Louis M. Larosiliere, Numerical Simulation of Air Flow Through Turbocharger Compressor, Applied Energy, Vol. 86 (11), 27 November 2008, pp. 2494-2506.
- [9] Yunbae Kim and Jay Koch, Design and Numerical Investigation of a Centrifugal Compressor Stage, IMECE2004-60538.
- [10] Nick Baines, Radial and Mixed Flow Turbine Option for High Boost Turbochargers, 7th International Conference on Turbochargers and Turbocharging, 14-15 May 2002.
- [11] M Abidat, M K Hamidou, M Hachemi and M Hamel, Design and Flow Analsis of Radial and Mixed Flow Turbine Volutes, European Conference on Computation Fluid Dynamics (2006)
- [12] Lei Fu, Yan Shi, Qinghua Deng and Zhenping Feng, Aerodynamic Design and Numerical Investigation on Overall Performance of a Microradial Turbine With Millimeter-Scale, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol.132, 23 March 2009, pp. 1-9
- [13] Benjamin Wuthrich H. Nordborg, Y.-J. Lee and L. Kleiser, Simulation and Validation of Compressible Flow in Nozzle Geometries and Validation of OpenFOAM for this

application, Computation Science and Engineering MSc Master Thesis SS 07, Institute of Fluid Dynamics, Eidgenossische Technische Hochschule Zurich, Swiss Federal Institute of Technology Zurich

- [14] Yunus, A. and Michael, A. 2006. Thermodynamics An Engineering Approach. 5th ed. New York : McGraw-Hill.
- [15] ฅรรงค้ พืทักษัทรพัยัสนั และปรละศัทรึ วัฒนวงศัศกฤ. 2550. วิศวกรรณขัอนรอกักับการสร้งแบบจ้าลองผลัศกัณษั. พืมพัค้ร้งที่ 1. ปทุมรณานั : ศูนย์เทคโนโลยีโลหะและวัสดุแห่งชาติ (เอ็มเทค)
- [16] S.L. Dixon, B.Eng., Ph.D. F (1998). Fluid Mechanics Thermodynamic of Turbomachinery 5th edition, in SI/Metric units, ISBN: 0-7506-7870-4, Elsevier Butterworth-Heinemann.
- [17] ANSYS CFX, Release 12.0 CFX-Solver Theory Guide, 2006.
- [18] กัศศัศกัศ วศัศนารมณั. 2553. “การวิเคราะห์ทางควมร้อนและการจ้าลองเซ่งคั้วเลขของห้องใหม่เครื่องย่นคังท้ันกัศษนาคเล็ก (200 กัโลวัตต์).” วิทยาศาสตร์วิศวกรรมศาสตรมหาบัณชัศ สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล บัณชัศศัศศัศ, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง.
- [19] ANSYS CFX, Release 12.0, 2006.
- [20] K. Kadoya, N. Matsunaga and A. Nagashima, Viscosity and Thermal Conductivity of Dry Air in the Gaseous Phase, Journal Physical and Chemical, Vol.14, No.4, 1985.
- [21] Trevor Rainbow, Mohan Dairy-Perulia Biogas to Electricity, Peruliadairy, April 2008.

ภาคผนวก

ผลงานวิจัยที่ได้รับการตีพิมพ์เผยแพร่



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ME-NETT 24
 THE MECHANICAL ENGINEERING NETWORK OF THAILAND

**The 24th Conference of
 the Mechanical Engineering Network
 of Thailand**

20th-22nd October 2010
 SUNEE GRAND HOTEL AND CONVENTION CENTER, UBONRATCHATHANI

ME
 NETT
 24

Hosted by: Department of Mechanical Engineering, Ubon Ratchathani University
 Cooperated by: Thai Society of Mechanical Engineering (TSME)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การศึกษาและวิเคราะห์กังหันแก๊สเทอร์ไบน์แนวรัศมีขนาดเล็กเพื่อผลิตกำลังที่ 200 KW Study and analysis of small radial gas turbine to produce 200 KW

มณฑล น้ําทรัพย์, นีวัฒน์ ภูเจริญ และ จารุวัตร เจริญสุข*

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ถนนฉลองกรุง
เขตลาดกระบัง กรุงเทพมหานคร 10520

* ติดต่อ: โทรศัพท์: 023 264 197, โทรสาร: 023 264 198

E-mail: kjaruw@kmitl.ac.th

บทคัดย่อ

ในการพัฒนาเทอร์ไบน์แบบไหลเข้าตามแนวรัศมีของเครื่องยนต์แก๊สเทอร์ไบน์ขนาดเล็กนั้น จะเริ่มจากการวิเคราะห์รูปแบบการไหลและการกระจายความดันในช่องระหว่างกลีบของใบกังหันขนาดเล็ก โดยใช้รูปแบบของใบกังหัน ที่ได้ทำการลอกแบบมาจาก IHI เทอร์โบชาร์จเจอร์รุ่น RHC9 เพื่อใช้ในการศึกษา จากนั้นทำการวิเคราะห์สมรรถนะของเทอร์ไบน์จากผลการจำลองในด้านประสิทธิภาพทางกล และประสิทธิภาพไอเซนโทรปิก ที่อัตราส่วนความเร็วปลายใบกังหันที่ทางเข้า ตั้งแต่ 0.1 ถึง 0.6 ณ ความเร็วรอบตั้งแต่ 50000 55000 ถึง 60000 โดยมีความดันทางเข้าที่แตกต่างกันผลการจำลองพบว่าอัตราส่วนความเร็วปลายใบกังหันที่ทางเข้าเท่ากับ 0.6 จะมีประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกสูงสุดเท่ากับ 51 % ซึ่งพบว่าอัตราส่วนความเร็วปลายใบกังหันที่ทางเข้านั้นมีผลต่อพารามิเตอร์ต่างๆ เช่น อัตราการไหลเชิงมวล ความดัน และอุณหภูมิอื่นเป็นผลต่อการเพิ่มสมรรถนะของเทอร์ไบน์แบบไหลเข้าตามแนวรัศมี ซึ่งในบทความนี้ได้นำวิธีการจำลองแบบปริมาตรสลับเนื้อหรือวิธีไฟไนต์วอลุ่มมาช่วยในการวิเคราะห์พารามิเตอร์ต่างๆของการจำลองเทอร์ไบน์แบบไหลเข้าตามแนวรัศมี จึงทำให้เข้าใจปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นในรูปแบบการไหลและอิทธิพลของปัจจัยต่างๆ ที่มีผลต่อสมรรถนะของเทอร์ไบน์สามารถนำไปสู่การออกแบบและพัฒนาเทอร์ไบน์แนวรัศมีให้มีสมรรถนะที่สูงขึ้นต่อไป

คำหลัก:เทอร์ไบน์แบบไหลเข้าตามแนวรัศมี/อัตราส่วนความเร็วปลายใบกังหันที่ทางเข้า/วิธีไฟไนต์วอลุ่ม

Abstract

A development of a small radial turbine begins with an analysis of flow pattern and pressure within the turbine blade. By using a computer aided measurement technology, a digital image of IHI turbocharger RHC9 model was obtained. The scope includes an assessment of turbine's performance in terms of isentropic and mechanical efficiencies at various rotational speeds and inlet velocities, defined in term of tip speed ratio. It covers the effect of turbine speed between 50000 55000 and 60000 rpm where the tip speed ratio is between 0.1 and 0.6. The simulation results suggest that at the tip speed ratio around 0.6, the value of maximum isentropic efficiency of 51 %. Which indicate that the blade tip speed ratio at the entrance affect many parameter such as mass flow rate, pressure and temperature. Consequence in an increasing of the radial turbine performance. In this paper finite volume method is used for analyzing parameters of the simulating radial turbine. Purpose to understand flow phenomena and other influence factors. This paper can lead to design and develop of radial turbine to achieve more performance in the future.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

Keywords: Radial Turbine /Tip Speed Ratio/Finite Volume Method

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1. บทนำ

กังหันแก๊สเทอร์ไบน์ที่มีการไหลแนวรัศมีได้ถูกนำมาใช้กันอย่างกว้างขวางในทางด้านอุตสาหกรรมยานยนต์โดย S.L. Dixon [1] ผลิตกำลังเทอร์ไบน์ขนาดเล็กที่มีขนาด 10 KW ได้ในปี 1971 ต่อมาได้มีการศึกษาที่ Rolls-Royce ในส่วนของการหล่อเย็นเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพของเทอร์ไบน์ซึ่งเป็นสิ่งสำคัญในการปรับปรุงสมรรถนะแก๊สเทอร์ไบน์ที่มีเทคโนโลยีสูง ดังเช่น เครื่องยนต์เทอร์โบชาร์ฟ เป็นต้น นอกจากนี้กังหันแก๊สเทอร์ไบน์ซึ่งเป็นอุปกรณ์จักรกลสมรรถนะสูงยังทำหน้าที่เปลี่ยนพลังงานกลไปเป็นกำลังไฟฟ้า โดยมีโครงสร้างพื้นฐานของกังหันเทอร์ไบน์ที่ประกอบด้วยใบกังหันซึ่งติดอยู่กับคัมแกนเพลลาซึ่งเชื่อมต่อระหว่างกังหันเทอร์ไบน์กับใบคอมเพรสเซอร์ครีปที่หยุดนิ่ง (Nozzle guide vane) ฝาครอบ และ Volute ซึ่งเป็นทางเข้าของไอเสียมีลักษณะเป็นขดคล้ายรูปก้นหอยกังหันเทอร์ไบน์เป็นอุปกรณ์ที่มีการนำแก๊สที่เกิดจากการสันดาปภายในห้องเผาไหม้ (อุณหภูมิและความดันสูง) มาเป็นตัวขับเคลื่อนกังหันเทอร์ไบน์ให้ขับเคลื่อนหมุนไปได้เพื่อผลิตกระแสไฟฟ้าก่อนที่จะปล่อยแก๊สทิ้งไปอย่างไร้ประโยชน์เพื่อเป็นแหล่งกำเนิดไฟฟ้าที่ยั่งยืน ในขณะที่ยังคงรักษาสังแวดล้อมที่สะอาด อย่างไรก็ตามการปรับเปลี่ยนรูปทรงกังหันเทอร์ไบน์นั้นก็มีความซับซ้อนอย่างมากจึงเป็นสิ่งท้าทายอย่างมากที่จะออกแบบให้กังหันเทอร์ไบน์นั้นมีการผลิตกำลังไฟฟ้าให้ได้ตามเป้าหมาย (200 KW) และมีสภาพการทำงานพอเหมาะกับความดันของเทอร์ไบน์ จากนั้นจึงได้ศึกษาถึงลักษณะการไหลของอากาศที่ไหลภายในคอมเพรสเซอร์และอิทธิพลต่างๆที่เกี่ยวข้องจากบทความ Kui Jiao และคณะ [2] ซึ่งจากการค้นคว้าได้ค้นพบถึงลักษณะการไหลของอากาศที่มีผลต่อทางออกของคอมเพรสเซอร์และเทคนิคการจำลองโดยใช้โปรแกรม Fluent เช่น เทคนิคการสร้าง Mesh แบบ tetrahedral และการใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของ k-ε turbulence modal ในการจำลอง เป็นต้น ถึงแม้ว่าการสืบค้นงานทางด้าน

การจำลองกังหันเทอร์ไบน์ที่ไหลแนวรัศมีมีค่อนข้างน้อยจึงได้มีการนำความรู้ที่ได้ศึกษาจากบทความดังกล่าวมาประยุกต์ใช้กับการจำลองฝั่งของเทอร์ไบน์เพื่อเป็นแนวทางในการศึกษาขั้นต้นของการจำลองและตั้งต้นด้วยการนำเทอร์โบของ IHI รุ่น RHC9 มาเป็นต้นแบบการศึกษาในครั้งนี้

แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของกังหันเทอร์ไบน์เป็นเครื่องมือที่มีความสำคัญในการเข้าใจและตรวจสอบผลกระทบของการออกแบบต่างๆ และปัจจัยในการทำงานต่อสมรรถนะกังหันเทอร์ไบน์ผลที่ได้จากแบบจำลองจะนำมาพิจารณาเป็นแนวทางในการออกแบบและเลือกสภาพการทำงานของกังหันเทอร์ไบน์ต่อไป

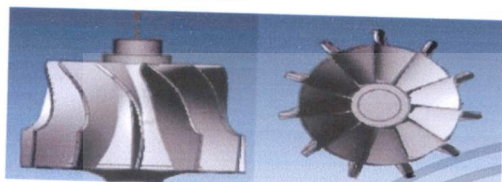
จุดอ่อนของการจำลองเชิงตัวเลข นั้นคือไม่รับประกันถึงความแม่นยำของสถานการณ์ทางธรรมชาติในแต่ละขั้นตอนในกรณีที่มีการแตกและกำหนดค่าที่ไม่ทราบขึ้นมาเองแล้วใส่เข้าไปในแบบจำลอง เป็นต้น อย่างไรก็ตามมีความระมัดระวังในการพิจารณาผลของการจำลองและเปรียบเทียบผลที่ได้จากการจำลองกับข้อมูลจากการทดลอง ก็จะช่วยให้ผลการจำลองที่ได้มีประโยชน์ในการพัฒนากังหันเทอร์ไบน์ได้ ในบทความนี้เราจะนำเสนอการจำลองการไหลของแก๊สที่ไหลผ่านกังหันเทอร์ไบน์โดยผลที่ได้นั้นอยู่ในย่านความเร็วต่ำกว่าเสียงโดยจะทำการศึกษามลกระทบของการปรับเปลี่ยนอัตราส่วนความเร็วปลายใบที่ปากทางเข้า (tip speed ratio) ณ ความเร็วรอบต่างๆ ต่อค่าของประสิทธิภาพทางกลและประสิทธิภาพไอเซ็นทรอปิก ทั้งนี้เพื่อมองหาความเชื่อมโยงระหว่างผลของการจำลองกับเงื่อนไขของการจำลองที่ได้กำหนดขึ้นโดยในอนาคตจะต้องมีการพิจารณาประกอบกับผลการทดลองที่เชื่อถือได้ก่อนนำความรู้ที่ได้ไปใช้เป็นแนวทางในการออกแบบเทอร์ไบน์ตามเป้าหมายต่อไป

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

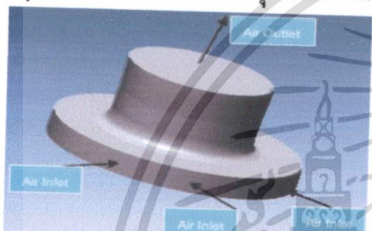
ตารางที่ 1 ขนาดกัณฑ์เทอร์โบ

$d_{\text{ใบพัด}}$ (mm)	89	$h_{\text{คูลมล่าง}}$ (mm)	3
$d_{\text{ทางออก}}$ (mm)	36	$h_{\text{คูลมบน}}$ (mm)	1.4
$d_{\text{คูลมล่าง}}$ (mm)	13.5	$t_{\text{ใบพัด}}$ (mm)	5
$d_{\text{คูลมบน}}$ (mm)	9.48	$h_{\text{ใบพัดทางเข้า}}$ (mm)	12.8
ใบกัณฑ์ 11 ใบ			

เมื่อ d คือเส้นผ่านศูนย์กลาง, h คือความสูง t คือความหนา, A คือพื้นที่



มุมมองด้านข้าง มุมมองด้านบน



รูปที่ 1 รูปเทอร์โบไนท์ ของเทอร์โบ รุ่น RHC9

2 แบบจำลองทางคณิตศาสตร์

2.1 โดอะแกรมสามเหลี่ยมความเร็ว

มุม 90 องศาสำหรับการไหลเข้าแนวรัศมี เมื่อ C_2 หรือ V_a คือ ความเร็วอากาศ, U_2 หรือ V_{θ} คือความเร็วใบกัณฑ์ W_2 หรือ V_r คือความเร็วสัมพัทธ์, β คือมุมของความเร็วสัมพัทธ์, α คือมุมของความเร็วสัมบูรณ์ เมื่อ 2 คือทางเข้าโรเตอร์, 3 คือทางออกโรเตอร์ ตามลำดับ จากรูปที่ 3 เป็นการเขียนสามเหลี่ยมความเร็วซึ่งมีการไหลเข้าคือความเร็วสัมพัทธ์ไหล W_2 หรือเรียกว่าการไหลเข้าตามแนวรัศมี ในขณะที่ทางออกจะมีการไหลตามแนวแกน นั่นคือการไหลสัมบูรณ์ที่ทางออกโรเตอร์ C_3 หรือเรียกได้ว่าเป็นความเร็วของของไหลตามแนวแกน นี่คือการออกแบบรูปร่างของสามเหลี่ยมความเร็วซึ่งเป็นที่นิยมกันอย่างมากในหลายๆยุคสมัยหรือเรียกได้ว่าเป็นจุดเงื่อนไขการออกแบบที่พอเหมาะได้มาจากหนังสือของ S.L. Dixon [1]

2.1.1 การกำหนดอัตราส่วนความเร็วปลายใบกัณฑ์เป็นดังนี้

$$\text{อัตราส่วนความเร็วปลายใบกัณฑ์} = V_{r,b}/V_{\theta,b} = 0.1-0.6$$

การหาค่าของ $V_{\theta, \text{inlet}}$ และ $V_{r, \text{inlet}}$ เพื่อการกำหนดเงื่อนไขเริ่มต้นที่ทางเข้าของเทอร์โบไนท์

จากกฎอนุรักษ์มวลจะได้

$$V_{r,b}/V_{r, \text{inlet}} = A_b/A_{\text{inlet}} \tag{1}$$

เมื่อ $A_b = r_b \theta t_b$, $A_{\text{inlet}} = r_{\text{inlet}} \theta t_{\text{inlet}}$ เมื่อ $t_b = t_{\text{inlet}}$

นำค่า A_b และ A_{inlet} แทนในสมการที่ (1) จะได้

$$V_{r, \text{inlet}} = V_{r,b} r_b / r_{\text{inlet}} \tag{2}$$

และได้

$$V_{\theta, \text{inlet}} = V_{r, \text{inlet}} \tan(\alpha) \tag{3}$$

ให้มุม α เท่ากับ 85, 80, 75, 70, 65, 60 และ 55 องศา

เมื่อ $V_{\theta,b}$ คือความเร็ว Angular ปลายใบกัณฑ์, (m/s)

$V_{r,b}$ คือความเร็วรัศมีปลายใบกัณฑ์, (m/s)

$V_{r, \text{inlet}}$ คือความเร็วรัศมีที่ทางเข้าเทอร์โบไนท์, (m/s)

$V_{\theta, \text{inlet}}$ คือความเร็ว Angular ที่ทางเข้าเทอร์โบไนท์, (m/s)

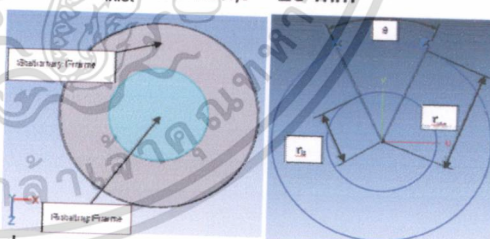
r_{inlet} คือรัศมีที่ทางเข้าของเทอร์โบไนท์, (m/s)

r_b คือรัศมีของใบกัณฑ์, (m)

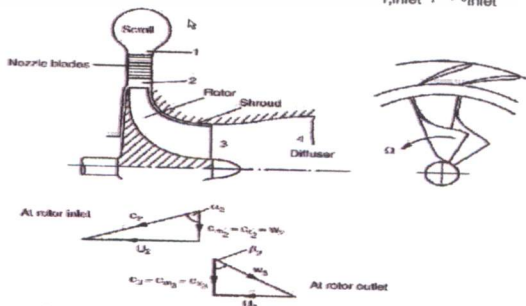
A_b คือพื้นที่ผิวที่ทางเข้าใบกัณฑ์, (m²)

A_{inlet} คือพื้นที่ผิวที่ทางเข้าเทอร์โบไนท์, (m²)

t คือความหนาที่ทางเข้าใบกัณฑ์และทางเข้าเทอร์โบไนท์ โดยที่ $r_{\text{inlet}} = 66 \text{ mm}$, $t = 20 \text{ mm}$



รูปที่ 2 การแสดงความสัมพันธ์ของอัตราส่วนความเร็วปลายใบกัณฑ์เพื่อหาความเร็ว $V_{r, \text{inlet}}$, $V_{\theta, \text{inlet}}$



รูปที่ 3 แสดงโดอะแกรมความเร็วด้วยมุม 90 องศา

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.2 สมการอนุรักษ์มวลและโมเมนตัม

The 3-D Reynolds averaged compressible Navier–Stokes equations กับ วิธี standard k-ε turbulence เป็นวิธีที่ใช้แก้ปัญหาในโปรแกรมสำเร็จรูปเชิงพาณิชย์ของ ANSYS CFX, Release 11 [3] และให้สมการอนุรักษ์มวลและโมเมนตัมเป็นดังนี้

$$\nabla \cdot (\rho U) = 0 \quad (3)$$

$$\nabla \cdot (\rho U \otimes U) = -\nabla p + \nabla \cdot \tau + S_M \quad (4)$$

เมื่อ ρ คือความหนาแน่น (kg/m^3), U คือความเร็วสัมบูรณ์ตามทิศทางในแกน U_x, U_y, U_z (m/s), P คือความดัน (Pa), K คือพลังงานจลน์แบบเทอร์บิวเลนซ์ (m^2/s^2), μ คือความหนืดไดนามิก (kg/ms), μ_t คือความหนืดแบบเทอร์บิวเลนซ์ (kg/ms)

$$U_{rel} = U_{sm} - \omega \times R \quad (5)$$

ซึ่งจากการวิเคราะห์ผลที่ได้จากการจำลองความเร็วในเทอร์ไบน์จะพบว่ามีความเร็วสัมพัทธ์ที่ไหลผ่านช่องการไหลของใบกังหันเมื่อเทียบกับแกนอ้างอิงหมุน เมื่อ U_{rel} คือความเร็วสัมพัทธ์ (m/s), U_{sm} คือความเร็วสัมบูรณ์หรือความเร็วในบริเวณ Stationary Frame เมื่อเทียบแกนอ้างอิง (m/s), ω คือความเร็วเชิงมุม (rad/s) และ R คือ local radius vector (m)

สมการอนุรักษ์สำหรับพลังงานจลน์แบบเทอร์บิวเลนซ์ k (m^2/s^2) และอัตราส่วนการสูญเสีย ε (m^2/s^3) แสดงสมการดังนี้

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \nabla \cdot (\rho U k) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla k \right] + P_k - \rho \varepsilon \quad (6)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \nabla \cdot (\rho U \varepsilon) = \nabla \cdot \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right] + C_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (7)$$

ให้ $C_{\varepsilon 1} = 1.44, C_{\varepsilon 2} = 1.92, \sigma_k = 1, \sigma_\varepsilon = 1.3$

เมื่อ σ_k คือ turbulence modal constant สำหรับสมการ k และ σ_ε คือค่า k - ε turbulence modal constant, P_k (kg/ms^3) คือค่าอัตราการก่อกำเนิดพลังงานจลน์เทอร์บิวเลนซ์เนื่องจากเกเดียนร์ความเร็วเฉลี่ย

$$P_k = \mu_t \nabla U \cdot (\nabla U + \nabla U^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot U (3\mu_t \nabla \cdot U + \rho k) \quad (8)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}, C_\mu = 0.09$$

2.3 สมการอนุรักษ์พลังงาน

$$\nabla \cdot (\rho U h_{total}) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + \nabla \cdot (U_{sm} \cdot \tau) \quad (9)$$

$$\text{เมื่อ } \tau = \mu \left((\nabla U) + (\nabla U)^T - \frac{2}{3} \delta \nabla \cdot U \right)$$

$$h_{tot} = h + \frac{1}{2} U^2$$

เมื่อ h คือเอนทาลปีรวม (m^2/s^2), λ คือค่าการนำความร้อนอากาศ (W/m K) และ $U \cdot \tau$ คือเทอม viscous work เมื่อ δ_{ij} เท่ากับ 1 ก็ต่อเมื่อ $i = j$ หรือถ้า i ไม่เท่ากับ j ให้เท่ากับ 0 โดยที่ i, j, k บ่งบอกถึงทิศทางตามแนวแกน x, y, z

2.4 ประสิทธิภาพไอเซ็นโทรปิกของเทอร์ไบน์

$$\eta_{isentropic, turbine} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 \left[1 - \left(\frac{1}{r_p} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right]} \quad (10)$$

เมื่อ T_3 และ T_4 คืออุณหภูมิทางเข้าและทางออก (K)

$r_p = p_3/p_4$ คืออัตราส่วนความดันแก๊ส

γ คืออัตราส่วนความร้อนจำเพาะซึ่งสมการดังกล่าวนี้ได้มาจากหนังสือของ HIH Saravanamuttoo [4]

2.5 กฎของแก๊สอุดมคติและกฎทรงมวล

$$P = \rho R T \quad (11)$$

$$\dot{m} = \rho A V \quad (12)$$

เมื่อ R คือค่าคงที่ของแก๊ส (J/kg-K), T คืออุณหภูมิ (K), P คือความดัน (N/m^2), ρ คือความหนาแน่นของแก๊ส (kg/m^3), R คือค่าคงที่ของแก๊ส (kJ/kg-K), และ \dot{m} คืออัตราการไหลมวลของแก๊ส (kg/s), A คือพื้นที่ (m^2), V คือความเร็วของแก๊ส (m/s)

2.6 เงื่อนไขขอบเขตของปัญหา ซึ่งกำหนดให้

-ใช้วิธีการคำนวณเชิงตัวเลขทางพลศาสตร์ของไหล (Computational Fluid Dynamics CFD) บนพื้นฐานของระเบียบวิธีปริมาตรสืบเนื่อง (Finite Volume Method)

-มีการไหลเป็นแบบคงตัว (steady flow)

-เมชที่ใช้เป็นแบบสามเหลี่ยม (tetrahedral)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- ใบกังหันหมุน (Rotating Frame) และให้ฝาครอบเป็นส่วนที่หยุดนิ่ง (Stationary Frame)
- มีการไหลเข้าในแนวรัศมี (Radial Flow)
- มีการไหลออกในแนวแกน (Axial Flow)
- จำลองที่ย่าน subsonic หรือ มัคนัมเบอร์ < 1
- การไหลเป็นแบบปั่นป่วน (Turbulent Flow)
- มีความร้อนเนื่องจากความหนืด
- ไม่คิดการแผ่รังสีความร้อน

3. ผลการจำลองและการวิเคราะห์ผล

เนื่องจากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่แสดงไว้ข้างต้นนั้นอยู่บนพื้นฐานของหลักการอนุรักษ์วิธีเชิงตัวเลขถูกใช้เพื่อหาคำตอบของการแปลงรูปสมการควบคุมโดยวิธีไฟไนต์วอลุ่มคือโปรแกรม Ansys Version 11 [3] แบบจำลองนี้กำหนดให้กังหันเทอร์ไบน์รวมถึงทางเข้าและทางออกเป็นปริมาตรสืบเนื่อง สมรรถนะของแก๊สที่ได้ทำการจำลองโดยใช้เชื้อเพลิงเป็นอากาศทำงานที่ 1200 K โดยได้มาจากบทความของ กิตติภัสและคณะ [5] เพื่อนำมาเปรียบเทียบสมรรถนะของเทอร์ไบน์และกำหนดให้มีความเร็วทางเข้าเป็นไปตามอัตราส่วนความเร็วปลายใบกังหันดังสมการที่ (2) และ (3) โดยที่กำหนดให้อากาศเป็นแก๊สอุดมคติมีเงื่อนไขตามตารางที่ 2 ซึ่งคุณสมบัติของอากาศได้มาจากหนังสือของ G.F.C. Rogers และ Y.R. Mayhew [6] ดังที่ได้กล่าวไว้ข้างต้นแล้วว่าบทความนี้ได้มีการแสดงถึงการจำลองเทอร์ไบน์เพียงอย่างเดียว ดังนั้นจึงได้มีการกำหนดค่าของความเร็วยาวเพื่อที่จะดูแนวโน้มความเป็นไปได้ของประสิทธิภาพที่ได้จากการจำลองซึ่งผลที่ได้นั้นยังอยู่ในกรณีศึกษาต่อไป โดยที่ตั้งสมมติฐานค่าของความเร็วยาวของเทอร์ไบน์ให้อยู่ในย่าน 50000 55000 และ 60000 rpm ตามลำดับ และให้ค่าอัตราส่วนความเร็วปลายใบกังหันอยู่ในช่วง 0.1 - 0.6 เหตุผลที่ตั้งช่วงการทำงานดังกล่าวเป็นเพราะอยู่ในช่วงของมัคนัมเบอร์ที่น้อยกว่า 1 (subsonic)

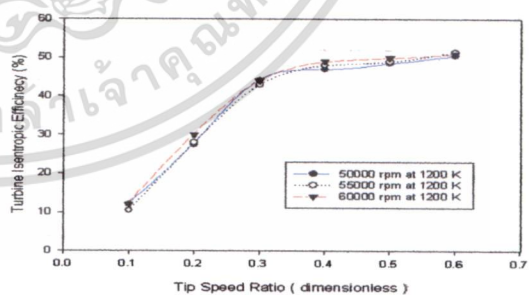
พิจารณาที่อัตราส่วนปลายใบกังหันที่ 0.6 มุมการไหลเข้าเทอร์ไบน์เท่ากับ 80 องศา จากรูปที่ 4 พบว่ามีประสิทธิภาพไอเซนทรอปิกเท่ากับ 51% แสดงว่าการเปลี่ยนรูปของพลังงานไปเป็นพลังงานความร้อน

ประมาณ 49 % จากการพิจารณาที่ทางเข้าพบว่ามีพลังงานเอนทาลปีรวมทางเข้าเท่ากับ 1409 kJ/kg เมื่อแก๊สไหลออกจากช่องการไหลมีค่าพลังงานเอนทาลปีรวมเท่ากับ 1299 kJ สื่อให้เห็นว่าแก๊สไหลเข้าในช่องการไหลมีการถ่ายโอนพลังงานให้กับใบกังหันเทอร์ไบน์เท่ากับ 110 KJ

ตารางที่ 2 พารามิเตอร์ที่ใช้ตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลอง

ความเร็วที่ทางเข้าหาได้จาก	(2) และ (3)
อุณหภูมิทางเข้า (T), K	1200
อัตราส่วนความร้อนจำเพาะของอากาศ, (γ)	1.323
ค่าความจุความร้อนของอากาศ (cp), KJkg ⁻¹ k ⁻¹	1.1746
ค่าความหนืดของอากาศ (10 ⁻⁵ kg m ⁻¹ s ⁻¹)	4.626
ค่าการเหนี่ยวนำความร้อน (10 ⁻⁵ KW m ⁻¹ k ⁻¹)	7.64
ความเร็วยาวของเทอร์ไบน์ (rpm)	50k, 55k ,60k
อากาศของไหลอัดตัวได้	แก๊สอุดมคติ
เทอร์ไบน์หมุนทิศทาง	ทวนเข็มนาฬิกา
ค่าความผิดพลาดในการลู่ออกของโปรแกรม	0.0001

Turbine Isentropic Efficiency at 50000 55000 and 60000 rpm



รูปที่ 4 แสดงประสิทธิภาพไอเซนทรอปิกที่ 50000 55000 และ 60000 rpm

จากการวิเคราะห์พลังงานเอนทาลปีรวมที่ทางออกพบว่าได้ พลังงานภายในของแก๊ส(u)เท่ากับ 880 kJ/kg พลังงานเนื่องจากการไหลของแก๊ส(Pv)เท่ากับ

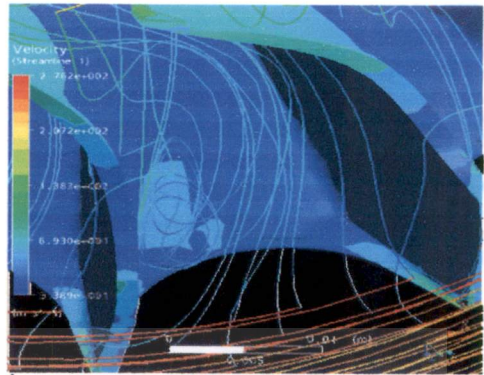
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

330 kJ/kg และพลังงานจลน์ของแก๊ส(KE)เท่ากับ 15 kJ/kg

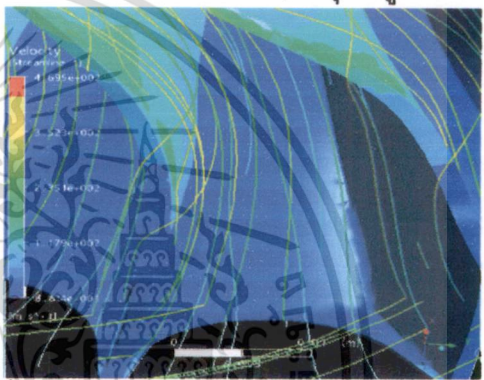
พิจารณาที่อัตราส่วนปลายใบกังหันที่ 0.1 มุมการไหลเข้าเทอร์ไบน์เท่ากับ 30 องศา จากรูปที่ 4 พบว่ามีประสิทธิภาพไอเซ็นทรอปิกเท่ากับ 12% แสดงว่าการเปลี่ยนรูปของพลังงานไปเป็นพลังงานความร้อนประมาณ 88 % จากการพิจารณาที่ทางเข้าพบว่ามีพลังงานเอนทาลปีรวมทางเข้าเท่ากับ 1409 kJ/kg เมื่อแก๊สไหลออกจากช่องการไหลมีค่าพลังงานเอนทาลปีรวมเท่ากับ 1397 kJ สื่ให้เห็นว่าแก๊สไหลเข้าในช่องการไหลมีการถ่ายโอนพลังงานให้กับใบกังหันเทอร์ไบน์เท่ากับ 12 kJ จากการวิเคราะห์พลังงานเอนทาลปีรวมที่ทางออกประกอบด้วย พลังงานภายในของแก๊ส(u)เท่ากับ 925 kJ/kg พลังงานเนื่องจากการไหลของแก๊ส(Pv)เท่ากับ 342 kJ/kg และพลังงานจลน์ของแก๊ส(KE)เท่ากับ 2 kJ/kg

การเปรียบเทียบเทอมของพลังงานภายในจะเห็นว่าประสิทธิภาพไอเซ็นทรอปิกที่ 12 % จะมีค่าพลังงานภายในมากกว่าแสดงให้เห็นถึงการเปลี่ยนรูปของพลังงานจากลักษณะการไหลเฉือนที่รุนแรง ดังแสดงในรูปที่ 5 จะสังเกตเห็นมุมการไหลเข้าในช่องการไหลที่ผิดไปจากมุมทางเข้าของใบกังหันเทอร์ไบน์ส่งผลให้เกิดการไหลแบบ Recirculation นอกจากนี้ยังพบปรากฏ Blade Tip Leakage ที่ทำให้เกิดการไหลแบบ Secondary Flow เนื่องจากความดันที่แตกต่างกันระหว่างหน้าใบและหลังใบ ในขณะที่อีกกรณีจะพบการไหลแบบ Secondary Flow ที่น้อยและไม่เกิดการไหลแบบ Recirculation ดังรูปที่ 6 เนื่องจากมีมุมการไหลเข้าที่ใกล้เคียงกับมุมของใบกังหันเทอร์ไบน์

ในการจำลองผลในบทความนี้ได้มีเงื่อนไขขอบเขตของการศึกษาการจำลองที่ค่ามัคคัมเบอร์น้อยกว่า 1 แล้วกำหนดค่าความผิดพลาดในการลู่เข้าของคำตอบของการจำลองเท่ากับ 0.0001 ซึ่งเป็นค่าความผิดพลาดคู่มือของANSYS CFX,Release 11 [7]และแนะนำว่าเป็นค่าการลู่เข้าที่ดีซึ่งเหมาะสำหรับวิศวกรที่จะนำไปใช้งานด้านนี้



รูปที่ 5 Velocity streamline มีมุมไหลเข้าช่องการไหลเท่ากับ 30 องศา ที่ 55000 rpm อุณหภูมิ1200 K



รูปที่ 6 Velocity streamline มีมุมไหลเข้าช่องการไหลเท่ากับ 80 องศา ที่ 55000 rpm อุณหภูมิ1200 K

4. สรุป

การจำลองเทอร์ไบน์แบบไหลเข้าตามแนวรัศมีทำให้เราเข้าใจปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นของการไหลของแก๊สและอิทธิพลของปัจจัยต่างๆที่มีผลต่อสมรรถนะของเทอร์ไบน์สามารถนำเราไปสู่การออกแบบและพัฒนาเทอร์ไบน์แนวรัศมีให้มีสมรรถนะสูงขึ้น

ในเบื้องต้นนั้นเราได้ทำการตรวจสอบความถูกต้องของแบบจำลองเทอร์ไบน์แบบไหลเข้าตามแนวรัศมีเพียงอย่างเดียว ซึ่งเราเชื่อมั่นว่าถ้าได้มีข้อมูลจากผลการทดลองมาช่วยเปรียบเทียบกันกับผลที่ได้จากการจำลองจะเป็นตัวสร้างความเข้าใจในการสร้างแบบจำลองนี้เพื่อศึกษาอิทธิพลต่างๆและนำไปสู่การเพิ่มสมรรถนะของเทอร์ไบน์ต่อไป

5.ข้อเสนอแนะ

สำหรับแผนงานในอนาคตจะครอบคลุมการเปรียบเทียบผลการศึกษาที่ได้ในครั้งนี้นับเป้าหมาย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การออกแบบที่ต้องการกำลังจากเทอร์ไบน์ตามหลักการทางเทอร์โมไดนามิกส์ของวัฏจักร Brayton เพื่อการผลิตกำลังงานกลสุทธิที่ 200 KW จะมีการหาสัดส่วนการขยายขนาด (scale up factor) ในเชิงขอพิภักต์กำลัง โดยการประยุกต์ทฤษฎีความคล้ายคลึงในการกำหนดขนาดของใบพัดที่ถูกขยายขนาดขึ้นเพื่อให้ทำงานตามพิภักต์กำลังที่ต้องการทำการวิเคราะห์ผลการจำลองการไหล การถ่ายเทมวล การกระจายความดันที่เกิดขึ้น โดยมีพารามิเตอร์ที่ทำการศึกษาคือ อัตราส่วนความเร็วปลายใบกังหันของแก๊สที่ไหลเข้าใบกังหันที่ทาง เข้า-ออก อันมีผลจากลักษณะของช่องการไหลของแก๊สที่ไหลเข้า-ออก ของเทอร์ไบน์เพื่อมองหาลักษณะการไหลที่มีการสูญเสียพลังงานให้น้อยแต่ให้กำลังงานกลสุทธิตามเป้าหมายที่ต้องการงานวิจัยนี้ได้รวมการตรวจสอบรายละเอียดต่างๆ ของแบบจำลองเชิงตัวเลขบนพื้นฐานของวิธีไฟไนต์วอลุ่มที่เป็นที่ยอมรับจากนักวิจัยที่ทำการวิจัยในด้านนี้ให้นำมาใช้ในการจำลองการไหลในช่องการไหลของเทอร์ไบน์ เพื่อทำให้เกิดความมั่นใจในการจำลองและเพื่อการศึกษาอิทธิพลของพารามิเตอร์ต่างๆที่ได้กล่าวไว้แล้วก่อนหน้า

6. กิตติกรรมประกาศ

ขอขอบคุณภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีมหานคร ที่ได้เอื้อเฟื้อเครื่องสแกน และ สจล.ที่อำนวยความสะดวกที่มีประสิทธิภาพสูงกับการสนับสนุนโปรแกรม CFX อันเป็นประโยชน์ต่อการทำงานวิจัยในครั้งนี้

7. เอกสารอ้างอิง

- 1] S.L. Dixon, B.Eng., Ph.D. F (1998). Fluid Mechanics Thermodynamic of Turbomachinery 5th edition, in SI/Metric units, ISBN: 0-7506-7870-4, Elsevier Butterworth-Heinemann.
- [2] Kui Jiao, Harold Sun, Xianguo Li, Hao Wu, Eric Krivitzky, Tim Schram, Louis M. Larosiliere (2009). Numerical simulation of air flow through turbocharger compressors with dual volute design,

Applied Energy, vol.86 (11), November 2009, pp. 2494 – 2506.

[3] ANSYS CFX, Release 11.0 CFX-Solver Theory Guide , 2006.

[4] H.H. Saravanamuttoo, G.F.C. Roger and H. Cohen (2001), *Gas Turbine Theory* 5th edition.

[5] กิตติภาส วศินารมณ และจรรูวัตร เจริญสุข (553). การออกแบบและวิเคราะห์สมรรถนะห้องเผาไหม้เครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็ก (200 กิโลวัตต์), การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 24, 20-22 ตุลาคม 2553 จังหวัดอุบลราชธานี

[6] G.F.C Rogers and Y.R. Mayhew (1981). *Thermodynamic and Transport Properties of Fluid*, 3rd edition Oxford Basil Blackwell.

[7] ANSYS CFX, Release 11, CFX-Pre User's Guide , 2006.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ประวัติผู้เขียน

ชื่อ-นามสกุล นายมณฑล จำทรัพย์
วัน เดือน ปีเกิด 8 ธันวาคม 2526 ที่ปัตตานี
ที่อยู่ 5/24 ถนนโรงเหล้าสาย ข. ตำบลสะบารัง
อำเภอเมืองปัตตานี จังหวัดปัตตานี 94000
ประวัติการศึกษา 2551 วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ผลงานที่ได้รับการตีพิมพ์

1. มณฑล จำทรัพย์, นิวัฒน์ ภูเจริญ และจากรู้วัตร เจริญสุข “การศึกษาและวิเคราะห์กังหันแก๊สเทอร์ไบน์แนวรัศมีขนาดเล็กเพื่อผลิตกำลังที่ 200 KW” การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 24, 20 ตุลาคม - 22 ตุลาคม 2553, จังหวัดอุบลราชธานี
2. เดชดนัย บุญช่วย, กิตติภาส วศินารมณ, มณฑล จำทรัพย์ และจากรู้วัตร เจริญสุข “การเกิดเอนโทรปีในช่องทางการไหลของคอมเพรสเซอร์แบบแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลาง” การประชุมวิชาการเครือข่ายพลังงานแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 7, 3 พฤษภาคม - 5 พฤษภาคม 2554, จังหวัดภูเก็ต

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้