

การศึกษาและพัฒนากการเพิ่มแรงดันฝั่งขาออกของ CRMC อีเจ็คเตอร์ ที่ใช้ในการ  
ทำความเย็น โดยการเพิ่มความยาวดิฟฟิวเซอร์

STUDY OF PRESSURE RECOVERY IMPROVEMENT OF CRMC EJECTOR USED  
REFRIGERATION APPLICATION BY INCREASING DIFFUSER LENGTH



ณัฐรุจา ศรีพุ่มไช  
ณัฐวัฒน์ กุศลสร้าง  
ศุภกานต์ สารเสนา

ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต  
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล  
คณะวิศวกรรมศาสตร์  
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง  
ปีการศึกษา 2565

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การศึกษาและพัฒนากการเพิ่มแรงดันฝั่งขาออกของ CRMC อีเจ็คเตอร์ ที่ใช้ในการ  
ทำความเย็น โดยการเพิ่มความยาวดิวไฟวเซอร์

STUDY OF PRESSURE RECOVERY IMPROVEMENT OF CRMC EJECTOR USED  
REFRIGERATION APPLICATION BY INCREASING DIFFUSER LENGTH



ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต  
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล  
คณะวิศวกรรมศาสตร์  
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง  
ปีการศึกษา 2565

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

STUDY OF PRESSURE RECOVERY IMPROVEMENT OF CRMC EJECTOR USED  
REFRIGERATION APPLICATION BY INCREASING DIFFUSER LENGTH



A THESIS SUBMITTED IN PARTIAL FULFILLMENT  
OF THE REQUIREMENT FOR THE DEGREE OF  
BACHELOR OF ENGINEERING IN MECHANICAL ENGINEERING  
FACULTY OF ENGINEERING  
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG  
2022

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ปริญญาานิพนธ์ปีการศึกษา 2565  
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์  
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เรื่อง การศึกษาและพัฒนาการเพิ่มแรงดันฝั่งขาออกของ CRMC อีเจ็คเตอร์ ที่ใช้ในการทำความเย็น  
โดยการเพิ่มความยาวดีฟิวเซอร์

STUDY OF PRESSURE RECOVERY IMPROVEMENT OF CRMC EJECTOR USED  
REFRIGERATION APPLICATION BY INCREASING DIFFUSER LENGTH

ผู้จัดทำ

1. นางสาว ณัฐรญา ศรีพุ่มไข่ รหัสประจำตัว 62010287
2. นาย ณัฐวัฒน์ กุศลสร้าง รหัสประจำตัว 62010291
3. นาย ศุภกานต์ สารเสนา รหัสประจำตัว 62010890



อาจารย์ที่ปรึกษา

( ดร.ณัฐวุฒิ เรืองตระกุล )

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การศึกษาและพัฒนาระบบเพิ่มแรงดันฝั่งขาออกของ CRMC อีเจ็คเตอร์ ที่ใช้ในการทำความเย็น โดยการเพิ่มความยาวดิวไฟเซอร์

นางสาว ณิชรุจา ศรีพุ่มไข่	62010287
นาย ณิชวิวัฒน์ กุศลสร้าง	62010291
นาย ศุภกานต์ สารเสนา	62010890
ดร.ณิชวุฒิ เรืองตระกูล	อาจารย์ที่ปรึกษา
ผศ.ดร.สันติ วัฒนานุสรณ์	อาจารย์ที่ปรึกษาร่วม
ดร.ต้องชนะ ทองทิพย์	อาจารย์ที่ปรึกษาร่วม
ดร.เอกราช บำรุงไทยชัยชาญ	อาจารย์ที่ปรึกษาร่วม
ปีการศึกษา 2565	

### บทคัดย่อ

ในงานวิจัยนี้เป็นการศึกษาการเพิ่มแรงดันฝั่งขาออกของ CRMC อีเจ็คเตอร์ที่ใช้ในการทำความเย็น โดยใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์และโปรแกรมวิเคราะห์เชิงตัวเลข ANSYS (FLUENT) 19 เพื่อเป็นการเปรียบเทียบศักยภาพและประสิทธิภาพของอีเจ็คเตอร์แบบ CRMC และ CPM โดยการใช้ไอน้ำเป็นสารทำความเย็น และนำแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่นำมาใช้ทำนาย อยู่บนพื้นฐานของการไหล Choked ของของไหลอัดตัวได้ และการเคลื่อนที่ผ่านคลื่นกระแทกตั้งฉาก เนื่องจากงานวิจัยของ Eakarach B.2022 พบว่าประสิทธิภาพอีเจ็คเตอร์และสมรรถนะการทำความเย็นแบบ CRMC ดีกว่าอีเจ็คเตอร์แบบ CPM แต่อีเจ็คเตอร์แบบ CRMC กลับมีความดันฝั่งขาออกน้อยกว่าอีเจ็คเตอร์แบบ CPM เล็กน้อย จึงทำการเพิ่มความยาวของดิวไฟเซอร์โดยการกำหนดให้ปริมาตรดิวไฟเซอร์ CRMC และ CPM เท่ากัน ซึ่งส่งผลให้ความดันฝั่งขาออกของ CRMC เพิ่มขึ้นมากกว่าเดิมแต่ยังไม่เท่ากับความดันฝั่งขาออกของ CPM โดยเปรียบเทียบจากค่าสัมประสิทธิ์การขยายตัวของไหลปฐมภูมิและเลขมัคคอนทัวร์ รวมถึงออกแบบอีเจ็คเตอร์เพื่อศึกษาเพิ่มเติมเกี่ยวกับความดันฝั่งขาออก ความเร็วตามแนวแกน เพื่อให้ความดันฝั่งขาออกและประสิทธิภาพทั้งหมดของอีเจ็คเตอร์ CRMC มากกว่าหรือเท่ากับ อีเจ็คเตอร์แบบ CPM

*คำสำคัญ : อีเจ็คเตอร์, แรงดันฝั่งขาออก, ดิวไฟเซอร์, แบบจำลองทางคณิตศาสตร์, entrainment ratio, ความเร็วตามแนวแกน*

STUDY OF PRESSURE RECOVERY IMPROVEMENT OF CRMC EJECTOR USED REFRIGERATION  
APPLICATION BY INCREASING DIFFUSER LENGTH

Nutdharuja	Sripoomkhai	62010287
Nattawat	Kusonsrang	62010291
Supakarn	Sarnsena	62010890
Dr. Natthawut	Ruangtrakoon	Advisor
Asst. Prof. Dr. Santi Wattananusorn		Co. Advisor
Dr. Tongchana Thongtip		Co. Advisor
Dr. Eakarach Bumrungthaichaichan		Co. Advisor
Year 2022		

### ABSTRACT

In this paper presents study of pressure recovery improvement of CRMC ejector used refrigeration application by increasing diffuser length for performance prediction of CRMC ejector refrigeration system and compared performance of ejectors between CRMC and CPM ejector by Mathematical Model and Computational Fluid Dynamics (ANSYS (FLUENT) 19), steam is refrigerant in the system. From Eakarach B.2022 founded that performance of CRMC ejector provides better than the CPM ejector but CRMC ejectors show identical or lower critical condenser pressures as compared to CPM ejectors because the compression shock waves still exist in CRMC flow processes. Therefore, the length of the diffuser was increased by equalizing the volume of the CRMC and CPM. The resulted show increases critical condenser pressure but does not equal CPM Ejector as compared from Primary fluid expansion coefficient and the Mach contour number. Also designed the ejector to further study pressure recovery and axial speed so that the critical condenser pressure and the total efficiency of the CRMC ejector are greater than or equal CPM ejector and show means all performance and capacity of CRMC ejector is the best.

*Keywords : ejector, recovery pressure, diffuser, Mathematics Modelling, entrainment ratio, Axial velocity*

## กิตติกรรมประกาศ

ปริญญานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลงได้อย่างดีด้วยคำแนะนำตลอดจนการให้คำปรึกษาทางวิชาการและแนวทางการแก้ไขปัญหาต่าง ๆ ให้ลุล่วงด้วยดีจากดร.ณัฐวุฒิ เรืองตระกุล ซึ่งเป็นอาจารย์ที่ปรึกษาปริญญานิพนธ์นี้ ผู้วิจัยรู้สึกซาบซึ้งในความอนุเคราะห์จากท่านและขอกราบพระคุณเป็นอย่างสูง

ขอขอบคุณ ผศ.ดร.สันติ วัฒนานุสรณ์ ดร.ต้องชนะ ทองทิพย์ และ ดร.เอกราช บำรุงไทยชัยชาญ ที่คอยชี้แนะแนวทาง ให้ข้อสังเกต และแสดงความคิดเห็นต่าง ๆ อย่างต่อเนื่อง รวมทั้งยังคอยให้คำปรึกษาเสมอมาในการทำปริญญานิพนธ์นี้

ขอขอบคุณเพื่อนๆ ที่ร่วมกันทำปริญญานิพนธ์นี้จนสำเร็จลุล่วงด้วยดี รวมทั้งเพื่อนๆ ร่วมภาควิศวกรรมเครื่องกลที่ให้การสนับสนุนเรื่องต่าง ๆ และบุคลากรของตึกวิศวกรรมเครื่องกลทุกท่านที่เอื้อเฟื้อสถานที่ในการทำปริญญานิพนธ์

สุดท้ายนี้ต้องขอขอบพระคุณ บิดา มารดา อันเป็นที่เคารพรักยิ่ง ซึ่งได้ให้ชีวิตและเลี้ยงดูผู้เขียนมาเป็นอย่างดี พร้อมทั้งให้โอกาสในการศึกษาอย่างเต็มที่ อีกทั้งยังให้กำลังใจและเอาใจใส่เสมอมาในทุก ๆ ด้าน อันหาที่เปรียบมิได้ ข้าพเจ้าขอระลึกในพระคุณอันสุดประมาณ และขอกราบขอบพระคุณมา ณ ที่นี้

นางสาว ณัฐรุจา ศรีพุ่มไช่

นาย ณัฐวัฒน์ กุศลสร้าง

นาย ศุภกานต์ สารเสนา

## สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย .....	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	II
กิตติกรรมประกาศ.....	III
สารบัญ.....	IV
สารบัญรูป.....	VI
สารบัญตาราง.....	IX
บทที่ 1 บทนำ.....	1
1.1 ความเป็นมาของปัญหา.....	1
1.2 วัตถุประสงค์ของการศึกษา.....	2
1.3 ขอบเขตของงานวิจัย.....	2
1.4 ส่วนขั้นตอนการศึกษา.....	3
1.5 ประโยชน์ที่คาดหวังว่าจะได้รับ.....	3
บทที่ 2 งานวิจัยและทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง.....	4
2.1 ระบบทำความเย็นแบบ Steam ejector refrigerant system.....	4
2.2 อีเจ็คเตอร์ (Ejector).....	4
2.3 ทฤษฎีพื้นฐานที่เกี่ยวข้องกับการไหลแบบอัดตัวได้.....	7
2.3.1 อิทธิพลของพื้นที่หน้าตัดการไหลต่อความเร็วในการไหลของของไหล.....	7
2.3.2 ความสัมพันธ์ของสมบัติต่าง ๆ สำหรับการไหลแบบไอเซนโทรปิกของแก๊สอุดมคติ.....	9
2.3.3 การไหลแบบไอเซนโทรปิกผ่านหัวพ่น.....	9
2.4 Computational fluid dynamic (CFD).....	11
2.4.1 Ejector model.....	11
2.4.2 การทำงานในสภาวะวิกฤต.....	12
2.4.3 การทำงานในภาวะต่ำกว่าสภาวะวิกฤต.....	14
2.4.4 ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ.....	16
2.4.5 ค่าสัมประสิทธิ์การขยายตัวของไหลปฐุมภูมิ.....	16
2.5 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้องในโปรแกรมการวิเคราะห์เชิงตัวเลข ANSYS (FLUENT).....	17
2.5.1 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้องกับการไหล.....	17
2.5.2 การไหลแบบราบเรียบและการไหลแบบปั่นป่วน.....	17
2.5.3 สมการควบคุมของการไหลของของไหล.....	17
2.5.4 The universal law of the wall.....	19

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## สารบัญ(ต่อ)

	หน้า
2.5.5 สูตรลอการิทึมทั่วไป.....	19
2.5.6 การคำนวณของไหลด้วยเทคนิคการคำนวณแบบพลศาสตร์.....	20
2.5.7 Reynolds Averaged Navier-Stokes Simulation.....	20
2.5.8 โมเดลจำลองความปั่นป่วนแบบ Realizable $k - \omega$ .....	20
2.6 ขั้นตอนก่อนกระบวนการประมวลผล.....	21
2.7 การเลือกจำนวนกริดที่เหมาะสม.....	21
2.8 ขั้นตอนหลังกระบวนการประมวลผล.....	22
2.9 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....	22
2.9.1 การศึกษาระบบทำความเย็นโดยเปรียบเทียบประสิทธิภาพจากรูปร่างหัวฉีด.....	23
2.9.2 การสร้างแบบจำลอง CFD ระบบทำความเย็นต่อรูปร่างหัวฉีดปฐมภูมิ.....	23
2.9.3 การเปรียบเทียบประสิทธิภาพระหว่างระบบทำความเย็น CPMC กับ CPM ejector.....	23
2.9.4 การศึกษาทฤษฎีการออกแบบด้วยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์.....	24
2.9.5 การศึกษาทฤษฎีการออกแบบด้วยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์.....	24
2.9.6 การใช้เทคนิค CFD ลักษณะการไหลของของไหลภายใน Ejector ลักษณะการไหลภายใน Ejector.....	25
<b>บทที่ 3 วิธีการดำเนินงานวิจัยขั้นต้น</b>	
3.1 ตรวจสอบผลลัพธ์งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....	26
3.2 การเพิ่มความยาวตีฟิวเซอร์.....	27
3.3 การสร้างแบบจำลองโดยใช้โปรแกรม ANSYS (FLUENT)20.....	27
3.3.1 การสร้างแบบจำลอง.....	28
3.3.2 การสร้างกริด.....	28
3.3.3 Solver Set-up.....	31
3.3.4 ขอบเขตและเงื่อนไขการจำลอง.....	31
3.3.5 สารทำงานในระบบ.....	31
<b>บทที่ 4 การตรวจสอบความถูกต้องของการดำเนินงานวิจัยขั้นต้น</b>	
4.1 กล่าวนำ.....	35
4.2 การตรวจสอบความถูกต้องของการดำเนินงานขั้นต้น.....	35
4.3 ศึกษาแบบและโครงสร้างของ CRMC Ejector.....	36
4.4 ปรับปรุงรูปแบบโครงสร้าง CRMC Ejector.....	39

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## สารบัญ(ต่อ)

หน้า

บทที่ 5 ผลลัพธ์และอภิปรายผลสรุป	
5.1 ผลลัพธ์จากแบบจำลอง CRMC Ejector.....	44
5.1.1 เปรียบเทียบ jet expansion ของ Ejector ใน 6 รูปแบบ.....	44
5.1.2 เปรียบเทียบคอนทิวเลียมัค.....	47
5.1.3 เปรียบเทียบประสิทธิภาพการทำงานของอีเจ็กเตอร์.....	48
5.2 อภิปรายผลลัพธ์.....	56
บรรณานุกรม.....	57



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
2.1 ระบบทำความเย็นแบบ Steam ejector refrigeration system.....	4
2.2 ภาพแสดงส่วนของ Ejector ในระบบทำความเย็น.....	5
2.3 ส่วนประกอบของอีเจ็คเตอร์.....	5
2.4 ปრაกฏการณ์การไหลในอีเจ็คเตอร์.....	6
2.5 ผลของการเปลี่ยนแปลงหน้าตัดการไหลสำหรับการไหลแบบความเร็วต่ำกว่าความเร็วเสียงและ ความเร็วเหนือกว่าความเร็วเสียง.....	8
2.6 แสดงคุณสมบัติของไหลที่ตำแหน่งต่าง ๆ ของหัวพ่น-หัวกระจายหรือหัวพ่นลู่ออก และตำแหน่ง คอคอดเป็นสมบัตินิวิฤต เมื่อ $Mat = 1$ .....	8
2.7 ผลกระทบของความดันกลับ (back pressure) ต่อการไหลผ่านหัวพ่นลู่ออก.....	10
2.8 ช่วงการทำงานของ Ejector.....	12
2.9 ลักษณะของความเร็วในการไหลแบบปั่นป่วน.....	18
2.10 the universal law of wall.....	19
3.1 ประสิทธิภาพอีเจ็คเตอร์ของอีเจ็คเตอร์แบบ CRMC และ CPM จาก CPE ที่แตกต่างกัน.....	26
3.2 โครงสร้างของสายอากาศแบบร่องที่ป้อนด้วยโพรงที่ใช้สำหรับการคำนวณ.....	19
3.3 แสดงรูปร่างแบบจำลองแบบสมมาตรตามแนวแกนของ Ejector (2-Dimensionaxis- symmetry).....	29
3.4 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Representative grid size กับ Entrainment ratio.....	29
3.5 แสดงรูปร่างของ Grid อย่างละเอียดบริเวณที่เป็นจุดเชื่อมของของไหล.....	30
3.6 แสดงรูปร่างความละเอียดของ Grid บริเวณ Primary Inlet และ Secondary Inlet.....	30
3.7 แสดงรูปร่างของ Grid บริเวณส่วนที่ต่อออกมาจากดีฟิวเซอร์.....	31
4.1 ความดันฝั่งขาออกของแต่ละอุณหภูมิเครื่องระเหย.....	35
4.2 CRMC Ejector แบบต่อตรง 2x.....	36
4.3 CRMC Ejector แบบต่อตรง 3x.....	36
4.4 CRMC Ejector แบบต่อตรง 6x.....	36
4.5 CRMC Ejector แบบต่อบาน.....	37
4.6 CRMC Ejector แบบต่อบาน 2x.....	37
4.7 CRMC Ejector แบบต่อบาน 3x.....	38
4.8 CRMC Ejector แบบต่อบาน 6x.....	38
4.9 CRMC Ejector แบบต่อตรงแล้วบาน.....	39
4.10 CRMC Ejector แบบต่อตรง2xแล้วบาน1x.....	39

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
4.11 CRMC Ejector หัวมุ่ม.....	40
4.12 CRMC Ejector Invert bell.....	40
4.13 Ejectorแบบครึ่งหน้าCRMCครึ่งหลังเป็นCPM.....	40
4.14 Ejectorแบบครึ่งหน้าCRMCต่อThroatต่อครึ่งหลังเป็นCPM.....	41
4.15 Ejectorแบบครึ่งหน้าCPMครึ่งหลังเป็นCRMC.....	41
5.1 Contour mach number ของอุณหภูมิก่อเครื่องระเหย 4.5 °C.....	44
5.2 Contour mach number ของอุณหภูมิก่อเครื่องระเหย 7.5 °C.....	45
5.3 Contour mach number ของอุณหภูมิก่อเครื่องระเหย 10.5 °C.....	46
5.4 กราฟเปรียบเทียบ Entrainment ratio และความดันฝั่งขาออกของแต่ละโมเดลที่อุณหภูมิ 4.5 °C Evaorator.....	47
5.5 กราฟเปรียบเทียบ Entrainment ratio และความดันฝั่งขาออกของแต่ละโมเดลที่อุณหภูมิ 7.5 °C Evaorator.....	47
5.6 กราฟเปรียบเทียบ Entrainment ratio และความดันฝั่งขาออกของแต่ละโมเดลที่อุณหภูมิ 10.5 °C Evaorator.....	48
5.7 แสดงคอนทัวร์ของความเร็วตามแนวแกนเพื่อดู Separate flow ของโมเดล CPM + CRMC ที่ Pcri 3275 Pa ที่อุณหภูมิ 4.5°C.....	50
5.8 แสดงคอนทัวร์ของความเร็วตามแนวแกนเพื่อดู Separate flow ของโมเดล CRMC + CPM ที่ Pcri 2800 Pa ที่อุณหภูมิ 4.5°C.....	51
5.9 แสดงคอนทัวร์ของความเร็วตามแนวแกนเพื่อดู Separate flow ของโมเดล CPM + CRMC ที่ Pcri 3410 Pa ที่อุณหภูมิ 7.5°C.....	52
5.10 แสดงคอนทัวร์ของความเร็วตามแนวแกนเพื่อดู Separate flow ของโมเดล CRMC + CPM ที่ Pcri 2800 Pa ที่อุณหภูมิ 7.5°C.....	53
5.11 แสดงคอนทัวร์ของความเร็วตามแนวแกนเพื่อดู Separate flow ของโมเดล CPM + CRMC ที่ Pcri 3540 Pa ที่อุณหภูมิ 10.5°C.....	54
5.12 แสดงคอนทัวร์ของความเร็วตามแนวแกนเพื่อดู Separate flow ของโมเดล CRMC + CPM ที่ Pcri 3350 Pa ที่อุณหภูมิ 10.5°C.....	55

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
4.1 ตารางเปรียบเทียบความดันและ Entrainment ratio ฝิ่งขาออกระหว่าง CRMC, CPM และ CRMC แบบต่อความยาวดีฟิวเซอร์ .....	35
4.2 ตารางแสดง Entrainment ratio และความดันฝิ่งขาออกแบบต่อตรงที่ Evaporator 4.5 °C.....	36
4.3 ตารางแสดง Entrainment ratio และความดันฝิ่งขาออกแบบต่อตรงที่ Evaporator 7.5 °C.....	37
4.4 ตารางแสดง Entrainment ratio และความดันฝิ่งขาออกแบบต่อตรงที่ Evaporator 10.5 °C.....	37
4.5 ตารางแสดง Entrainment ratio และความดันฝิ่งขาออกแบบต่อตรงที่ Evaporator 4.5 °C.....	38
4.6 ตารางแสดง Entrainment ratio และความดันฝิ่งขาออกแบบต่อตรงที่ Evaporator 7.5 °C.....	38
4.7 ตารางแสดง Entrainment ratio และความดันฝิ่งขาออกแบบต่อตรงที่ Evaporator 10.5 °C.....	39
4.8 ตารางเปรียบเทียบค่า Entrainment ratio และความดันฝิ่งขาออกของโมเดล CRMC ต่อตรงแล้ว บาน, CRMC ต่อตรง2xแล้วบาน1x, CRMC Convergence, CRMC Invert bell กับ CPM และ CRMC.....	40
4.9 ตารางเปรียบเทียบค่า Entrainment ratio และความดันฝิ่งขาออกของโมเดลครึ่งหน้าCRMC+ครึ่ง หลังเป็นCPM กับ CPM และ CRMC.....	41
4.10 ตารางเปรียบเทียบค่า Entrainment ratio และความดันฝิ่งขาออกของโมเดลครึ่งหน้าCRMCต่อ Throatต่อครึ่งหลังเป็นCPM กับ CPM และ CRMC.....	41
4.11 ตารางเปรียบเทียบค่า Entrainment ratio และความดันฝิ่งขาออกของโมเดลครึ่งหน้าCPM+ครึ่ง หลังเป็นCRMC กับ CPM และ CRMC.....	41
4.12 ตารางเปรียบเทียบ Entrainment ratio และความดันทางฝิ่งขาออกที่อุณหภูมิ 4.5 °C .....	42
4.13 ตารางเปรียบเทียบ Entrainment ratio และความดันทางฝิ่งขาออกที่อุณหภูมิ 7.5 °C .....	42
4.14 ตารางเปรียบเทียบ Entrainment ratio และความดันทางฝิ่งขาออกที่อุณหภูมิ 10.5 °C .....	43
5.1 ตารางเปรียบเทียบค่า Entrainment ratio, ความดันฝิ่งขาออก, ประสิทธิภาพของโมเดลตรง 1x, CPMต่อCRMC, CPM และ CRMC ของ 4.5 °C Evaporator.....	49
5.2 ตารางเปรียบเทียบค่า Entrainment ratio, ความดันฝิ่งขาออก, ประสิทธิภาพของโมเดลตรง 1x, CPMต่อCRMC, CPM และ CRMC ของ 7.5 °C Evaporator.....	49
5.3 ตารางเปรียบเทียบค่า Entrainment ratio, ความดันฝิ่งขาออก, ประสิทธิภาพของโมเดลตรง 1x, CPMต่อCRMC, CPM และ CRMC ของ 10.5 °C Evaporator.....	49

# บทที่ 1

## บทนำ

### 1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา (Statement and Significance of The Problems)

ในปัจจุบัน ระบบทำความเย็นเป็นสิ่งที่มีความจำเป็นเป็นอย่างมาก สามารถนำมาประยุกต์ใช้งานได้หลากหลายตั้งแต่ภาคครัวเรือนจนถึงภาคอุตสาหกรรม ระบบทำความเย็นที่ใช้งานกันอย่างแพร่หลายคือ ระบบทำความเย็นแบบอัดไอ เป็นระบบที่ใช้เครื่องอัดไอทางกลในการเพิ่มความดันให้กับสารทำความเย็นในระบบ โดยใช้พลังงานไฟฟ้าในการขับเคลื่อน ซึ่งเป็นหนึ่งในอุปกรณ์ที่ใช้พลังงานไฟฟ้าสูง แต่หากปัจจุบันประสบกับปัญหาภาวะ โดยปัญหาภาวะเกิดจากการใช้พลังงานและมลพิษจากโรงงานอุตสาหกรรม จึงได้มีการรณรงค์ให้เห็นถึงความสำคัญของคุณค่าของการใช้พลังงาน การประหยัดพลังงาน และการเป็นมิตรต่อสิ่งแวดล้อม เพื่อโลกที่ยั่งยืนต่อไปในอนาคต

ระบบทำความเย็นแบบ Ejector refrigerant system เป็นระบบที่ใช้ไอเจ็คเตอร์ในการเพิ่มความดันให้กับสารทำความเย็นในระบบ โดยใช้หลักการจากผลต่างของความเร็วและความดันที่เกิดขึ้นในสารทำความเย็นภายในไอเจ็คเตอร์ การเพิ่มความดันและส่งผ่านสารทำความเย็นนั้นเข้าสู่อุปกรณ์ถัดไป โดยใช้พลังงานความร้อนผ่านเครื่องกำเนิดไอ (generator) ในการทำให้เกิดผลต่างของความเร็วและความดันผ่านไอเจ็คเตอร์ ไม่ได้ใช้พลังงานไฟฟ้าขับเคลื่อนแต่อย่างใด ซึ่งพลังงานความร้อนที่ใช้สามารถนำมาจากแหล่งความร้อนตั้งแต่พลังงานเชื้อเพลิงชีวภาพ พลังงานแสงอาทิตย์ รวมไปถึงพลังงานความร้อนที่เหลือจากกระบวนการสันดาป ทำให้ระบบทำความเย็นแบบ Steam jet refrigerant system เป็นระบบที่เป็นมิตรต่อสิ่งแวดล้อม ลดค่าใช้จ่ายในการใช้งานและการบำรุงรักษา เนื่องจากตัวไอเจ็คเตอร์สามารถใช้น้ำหรือไอน้ำเป็นสารทำความเย็นได้ ไม่มีผลเสียต่อสิ่งแวดล้อม ราคาถูก และหากหลุดร่วออกไปจากระบบก็ไม่ส่งผลเสียให้เกิดภาวะเรือนกระจกเหมือนสารทำความเย็นอื่นๆอีกด้วย

อย่างไรก็ตาม ระบบทำความเย็นโดยไอเจ็คเตอร์นั้นยังมีปัญหาด้านประสิทธิภาพการทำความเย็นที่น้อยกว่าระบบการทำความเย็นแบบอื่นอยู่ ซึ่งได้มีงานวิจัยและวิทยานิพนธ์หลายเล่มที่ทำการศึกษาค้นคว้า เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพและปรับปรุงตัวไอเจ็คเตอร์ โดยล่าสุดได้มีงานวิจัยกล่าวว่า สามารถเพิ่มประสิทธิภาพการทำความเย็นได้จากการออกแบบโครงสร้างและขนาดของไอเจ็คเตอร์ได้โดยได้ทำการทดลองด้วยระบบแบบจำลอง CFD เพื่อดูปรากฏการณ์ไหลของสารและกระบวนการผสมกันของสาร

โดยไอเจ็คเตอร์สามารถแบ่งออกเป็น 2 ประเภทตามลักษณะทางกายภาพ คือ ไอเจ็คเตอร์แบบ Constant Pressure Mixing (CPM) และ Constant Mixing Area (CMA) ซึ่งโดยทั่วไปจะใช้แบบ CPM เนื่องจากมีสมรรถนะการทำงานของระบบทำความเย็นสูงกว่า CMA ต่อมาได้มีการออกแบบไอเจ็คเตอร์

แบบ Constant Rate Momentum Change (CRMC) [Eames 2002] เป็นการรวมข้อดีของอีเจ็คเตอร์แบบ CMA และ CPM ไว้ด้วยกัน โดยมีสมรรถนะดีกว่าแบบ CPM ที่เงื่อนไขการทำงานเดียวกัน

ในการใช้งานจริง ปัจจุบันนิยมใช้อีเจ็คเตอร์ 2 แบบ ได้แก่ อีเจ็คเตอร์แบบ CPM และอีเจ็คเตอร์แบบ CRMC ถึงแม้อีเจ็คเตอร์แบบ CRMC มีสมรรถนะดีกว่าอีเจ็คเตอร์แบบ CPM แต่มีค่าความดันวิกฤตและค่าความดันฝั่งขาออกน้อยกว่า ทำให้ประสิทธิภาพการทำงานน้อยกว่าอีเจ็คเตอร์แบบ CPM เล็กน้อย [Eakarach B. 2022] ซึ่งหากสามารถทำให้อีเจ็คเตอร์แบบ CRMC มีประสิทธิภาพการทำงานเทียบเท่าหรือมากกว่าอีเจ็คเตอร์แบบ CPM จะถือว่าอีเจ็คเตอร์แบบ CRMC เป็นระบบการทำความเย็นที่ดีที่สุดและเป็นมิตรต่อสิ่งแวดล้อม

## 1.2 ความมุ่งหมายและวัตถุประสงค์ของการวิจัย (Goal and Objective)

งานวิจัยนี้ได้ทำการศึกษาเกี่ยวกับทฤษฎีการออกแบบอีเจ็คเตอร์ CRMC เพื่อใช้ในการออกแบบระบบทำความเย็นแบบอีเจ็ค โดยใช้ความสัมพันธ์ในทางอุณหพลศาสตร์สำหรับการไหลแบบอัดตัวได้และวิธีวิเคราะห์เชิงตัวเลขด้วยโปรแกรม ANSYS (FLUENT) 20 ซึ่งเป็นโปรแกรมที่มีการใช้งานอย่างกว้างขวางและเป็นที่ยอมรับ วัตถุประสงค์ของงานวิจัยนี้ประกอบด้วย

1. เพื่อหาสภาวะการทำงานที่เหมาะสมของระบบทำความเย็นแบบ Ejector refrigeration system โดยเปรียบเทียบความยาวดิวไฟเซอร์
2. เพื่อเปรียบเทียบประสิทธิภาพของระบบทำความเย็นอีเจ็คเตอร์แบบ CPM และ CRMC โมเดลต่างๆ
3. เพื่อพัฒนาอีเจ็คเตอร์แบบ CRMC ที่ใช้ในการทำความเย็น

## 1.3 ขอบเขตของการศึกษา (Scope or Limitation of The study)

1. ใช้ไอน้ำเป็นสารทำความเย็นในระบบ
2. ช่วงอุณหภูมิทำงานของเครื่องกำเนิดไอ 130 องศาเซลเซียส
3. ช่วงอุณหภูมิทำงานของเครื่องระเหย 4.5, 7.5 และ 10.5 องศาเซลเซียส
4. ออกแบบโมเดลอีเจ็คเตอร์โดยโมเดล SST k-omega turbulence
5. ในส่วนของอีเจ็คเตอร์ไม่มีการถ่ายเทความร้อนเข้าหรือออกจากระบบ
6. กำหนดความคล้ำยคลึงทางจลศาสตร์ของไหลและทางเรขาคณิตของอีเจ็คเตอร์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## 1.4 ขั้นตอนการศึกษา (Process of The study)

1. ศึกษางานวิจัยและทฤษฎีที่เกี่ยวข้องเกี่ยวกับการออกแบบอีเจ็คในระบบทำความเย็นแบบ Ejector refrigerant system
2. กำหนดวัตถุประสงค์ ขอบเขต และวางแผนการศึกษาของการวิจัย
3. ศึกษาโปรแกรมการวิเคราะห์เชิงตัวเลข ANSYS (FLUENT) 20
4. กำหนดรูปร่างและสร้างแบบจำลองในโปรแกรม ANSYS (FLUENT) 20 และแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ในโปรแกรม Microsoft Excel โดยอ้างอิงจากงานวิจัยและทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง
5. ทดสอบความถูกต้องของแบบจำลองทั้งสองแบบจำลองกับงานวิจัยและผลการทดลองในงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง
6. ออกแบบรูปร่างและสร้างแบบจำลองในโปรแกรม ANSYS (FLUENT) 20 และแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ในโปรแกรม Microsoft Excel ตามขอบเขตของการศึกษาที่กำหนดไว้
7. เก็บผลการศึกษาในช่วงขอบเขตการศึกษาและเปรียบเทียบประสิทธิภาพของสารทำความเย็นที่แตกต่างกัน
8. วิเคราะห์ สรุปผลวิจัยและเสนอแนะ

## 1.5 ประโยชน์ที่คาดหวังว่าจะได้รับ

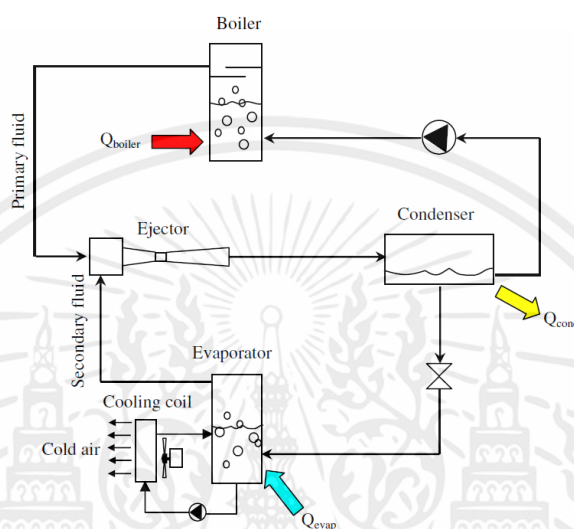
สามารถพัฒนาอีเจ็คเตอร์แบบ CRMC ที่มีประสิทธิภาพการทำความเย็นมากกว่าอีเจ็คเตอร์แบบ CPM ได้สำเร็จ สามารถหาสภาวะการทำงานที่เหมาะสมของระบบทำความเย็นแบบ Ejector refrigeration system โดยเปรียบเทียบความยาวดีฟิวเซอร์แต่ละขนาดได้ แต่ละแบบของอีเจ็คเตอร์ และสามารถอธิบายปรากฏการณ์ที่ส่งผลกับประสิทธิภาพที่เกิดขึ้นภายในอีเจ็คเตอร์ ผ่านการวิเคราะห์เชิงตัวเลข

## บทที่ 2

### งานวิจัยและทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

#### 2.1 ระบบทำความเย็นแบบ Steam ejector refrigeration system

ในการทำงานของระบบทำความเย็นแบบ Steam ejector refrigeration system ดังแสดงในรูปที่ 2.1 โดยใช้ Ejector แทนเครื่องอัดไอทางกล (compressor) ในระบบทำความเย็นแบบดั้งเดิม

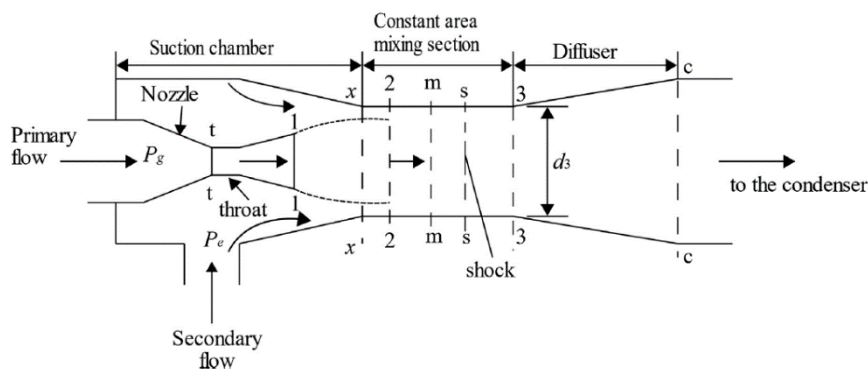


รูปที่ 2.1 ระบบทำความเย็นแบบ Steam ejector refrigeration system

โดยพลังงานความร้อนจะถูกใช้เป็นแหล่งต้นกำเนิดพลังงานให้กับเครื่องกำเนิดไอ (Boiler) เพื่อผลิตไอสารทำความเย็น (refrigerant vapor) ที่มีความดันสูงและอุณหภูมิสูง หรือเรียกว่าของไหลปฐมภูมิ (primary fluid) โดยที่ของไหลปฐมภูมิที่ออกจากเครื่องกำเนิดไอนั้นอยู่ในสภาวะไออิ่มตัว (saturated vapor) ของไหลปฐมภูมิจะไหลผ่านส่วนหัวพ่น (nozzle) ที่อยู่ภายใน Ejector ณ ที่ทางออกของหัวพ่นของไหลปฐมภูมิจะมีความเร็วเหนือเสียง (supersonic) และมีความดันสถิตต่ำ ซึ่งจากความดันสถิตต่ำที่ทางออกหัวพ่นนี้ ทำให้ของไหลทุติยภูมิ (secondary fluid) ที่อยู่ภายในเครื่องระเหย (evaporator) ระเหยและทำให้ส่วนที่เป็นของเหลวของของไหลทุติยภูมิมีอุณหภูมิลดลง นำไปสู่การทำความเย็น ไอของของไหลทุติยภูมิจะถูกดูดเข้าสู่ Ejector

ดังที่แสดงในรูปที่ 2.2 การไหลของของไหลทั้งสองจะรวมกันในส่วนห้องผสม (mixing chamber) ของ Ejector และเกิดคลื่นกระแทกตั้งฉาก (normal shockwave) ณ ส่วนที่เรียกว่าห้องผสมหน้าตัดคงที่ (constant-area mixing section) ทำให้หลังผ่านคลื่นกระแทกตั้งฉาก ความดันสถิตและอุณหภูมิลดลงสูงชันอย่างฉับพลันและไหลผ่านตัวกระจาย (diffuser) ไปยังเครื่องควบแน่น (condenser) ความดันที่ออกจากตัวกระจายจะเป็นความดันทำงานของเครื่องควบแน่น ของไหลที่มีสภาวะเป็นไอจะควบแน่นกลับมาเป็นของไหลที่มีสภาวะเป็นของเหลวที่อุณหภูมิภายนอก (ambient temperature) และถูกนำไปย้อนกลับสู่เครื่องกำเนิดไอน้ำผ่านปั๊ม (pump) เพื่อให้เป็นวัฏจักรที่สมบูรณ์ พลังงานที่ถูกขับออกเป็นความร้อนโดยเครื่องควบแน่นยังสามารถนำไปใช้สำหรับการเพิ่มอุณหภูมิได้อีกด้วย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.2 ภาพแสดงส่วนของ Ejector ในระบบทำความเย็น

โดยประสิทธิภาพการทำความเย็นสามารถคำนวณได้จาก coefficient of performance (COP)

$$COP = Rm \cdot \frac{h_{g-\text{evap}} - h_{f-\text{con}}}{h_{g-\text{boiler}} - h_{f-\text{con}}} \quad 2.1$$

โดยที่ Rm คำนวณได้จากค่า entrainment ratio ของอีเจ็คเตอร์

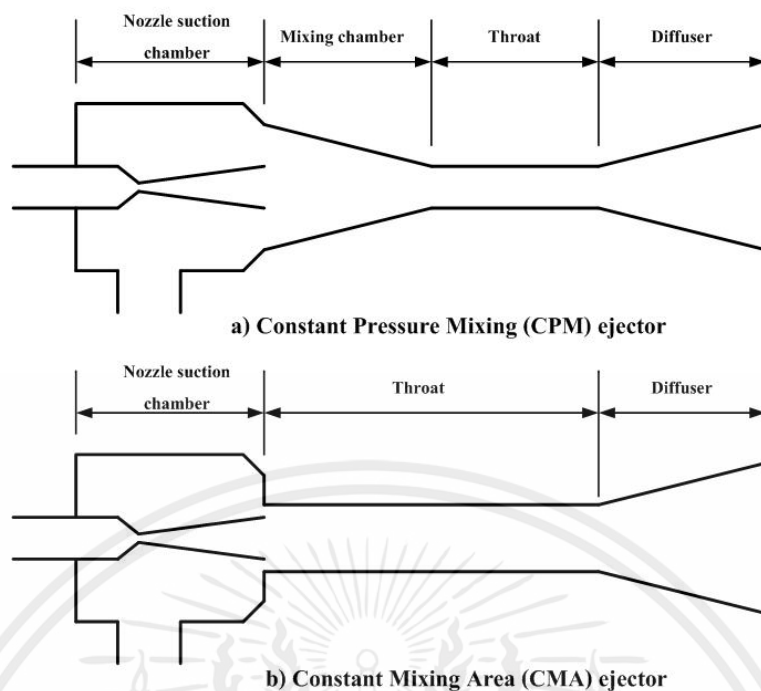
$$Rm = \frac{\text{mass flow of the secondary fluid}}{\text{mass flow of the primary fluid}} \quad 2.2$$

ซึ่งหากปริมาณความร้อนที่ผ่านเข้าหรือออกจากระบบคั้งที่ (enthalpy) ที่ Boiler ไม่ต่างจากปริมาณความร้อนที่ผ่านเข้าหรือออกจากระบบคั้งที่ (enthalpy) ที่ Evaporator สามารถกำหนดได้ว่า  $COP \approx Rm$

## 2.2 อีเจ็คเตอร์ (Ejector)

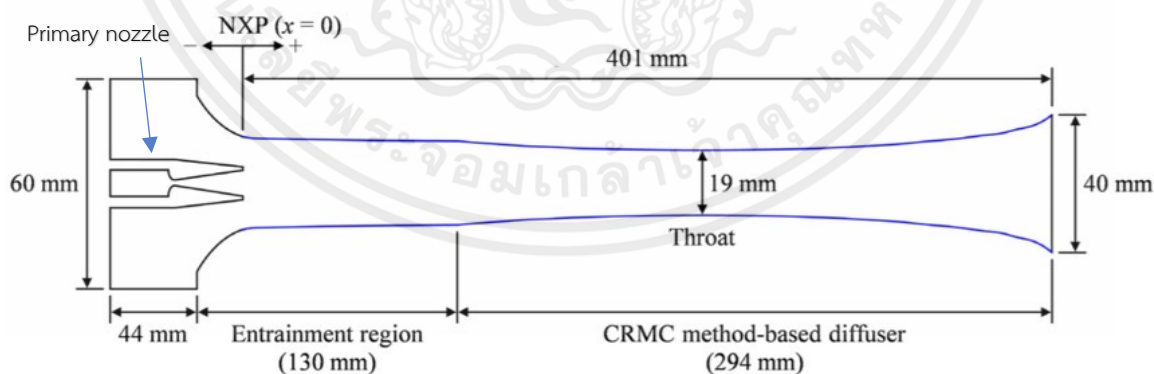
อีเจ็คเตอร์ คือ อุปกรณ์ชนิดหนึ่งที่ใช้หลักการงานของปรากฏการณ์การไหลผ่านคอขวด (Venturi effect) โดยการเปลี่ยนความดันสถิตของของไหลปฐมภูมิให้กลายเป็นความดันพลศาสตร์ ซึ่งจะทำให้เกิดบริเวณที่มีความดันต่ำ (ความดันสถิต) ภายในอีเจ็คเตอร์และเกิดการเหนี่ยวนำเอาของไหลทุติยภูมิเข้ามาผสมกับของไหลปฐมภูมิก่อนที่จะไหลออกจากอีเจ็คเตอร์

อีเจ็คเตอร์สามารถแบ่งออกได้เป็น 2 ประเภทตามลักษณะทางกายภาพ ได้แก่ อีเจ็คเตอร์แบบ Constant Pressure Mixing (CPM) และอีเจ็คเตอร์แบบ Constant Mixing Area (CMA) อีเจ็คเตอร์แบบ CPM ประกอบด้วย 4 ส่วน คือ ห้องดูด (Nozzle suction chamber) ห้องผสม (Mixing chamber) คอคอด (Throat) และช่วงลู่ออก (Diffuser) ในขณะที่อีเจ็คเตอร์แบบ CMA มีส่วนประกอบเพียง 3 ส่วน คือ ห้องดูด (Nozzle suction chamber) คอคอด (Throat) และช่วงลู่ออก (Diffuser) ดังที่แสดงในรูปที่ 2.3 โดยอีเจ็คเตอร์แบบ CMA มีอัตราส่วนการเหนี่ยวนำสูงกว่าอีเจ็คเตอร์แบบ CPM แต่มีค่าความดันวิกฤตต่ำกว่าอีเจ็คเตอร์แบบ CPM [Aphornratana et al., 2001: 397 – 341] ในระบบทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์อีเจ็คเตอร์ทั้งสองชนิดได้ถูกใช้อย่างกว้างขวาง ซึ่งพบว่าอีเจ็คเตอร์แบบ CPM มีสมรรถนะการทำงานของระบบทำความเย็นสูงกว่าอีเจ็คเตอร์แบบ CMA ดังนั้นงานวิจัยนี้จึงเลือกใช้อีเจ็คเตอร์แบบ CPM



รูปที่ 2.3 ลักษณะทางกายภาพของอีเจ็คเตอร์แบบ CPM (a) และ CMA (b)

ต่อมาการออกแบบอีเจ็คเตอร์แบบ Constant Rate Momentum Change (CRMC) ซึ่งเป็นการออกแบบโดยรวมเอาข้อดีของอีเจ็คเตอร์แบบ CMA และ CPM ไว้ด้วยกันซึ่งคาดหวังว่าอีเจ็คเตอร์แบบใหม่นี้จะมีประสิทธิภาพการทำงานสูงกว่าแบบเดิม สำหรับจุดเด่นของวิธีการนี้คือมีรูปร่างของช่วงลู่เข้าและออกของอีเจ็คเตอร์แบบใหม่ และลดการสูญเสียพลังงานจากการเกิดคลื่นกระแทก (Shock wave) จากการศึกษพบว่าอีเจ็คเตอร์ที่ออกแบบโดยวิธี CRMC มีอัตราส่วนการเหนี่ยวนำมากกว่า CPM และค่าความดันวิกฤตสูงกว่าอีเจ็คเตอร์แบบ CMA เล็กน้อยที่เงื่อนไขการทำงานเดียวกัน โดยมีลักษณะทางกายภาพดังรูปที่ 2.4 [Eakarach B.2022]



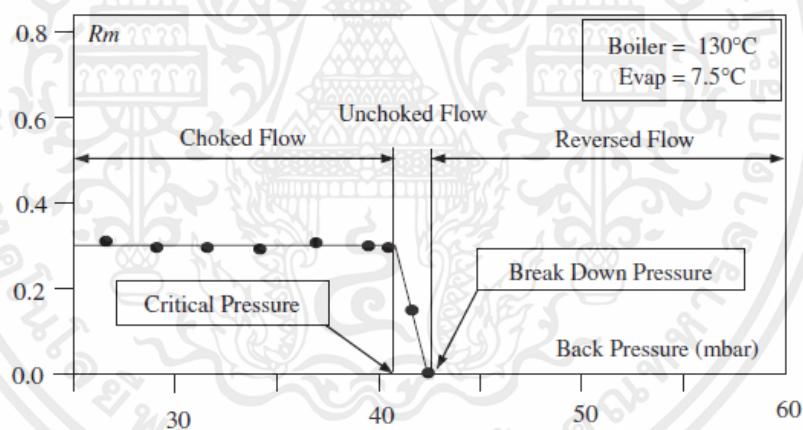
รูปที่ 2.4 ส่วนประกอบของอีเจ็คเตอร์ CRMC [Eakarach B.2022]

ของไหลปฐมภูมิ (Primary fluid) ที่มีความดันสูงจากเครื่องกำเนิดไอขยายตัวและเร่งความเร็วผ่านหัวฉีด ของไหลจะพุ่งออกจากคอคอดหัวฉีดด้วยความเร็วเหนือเสียงซึ่งทำให้เกิดบริเวณที่มีความดันต่ำที่ปากทางออกของหัวฉีด และห้องผสม จากความแตกต่างของความดันของทั้งสองตำแหน่ง ของไหลทุติยภูมิ (Secondary fluid) ที่มีความดันสูงกว่าห้องผสมจึงถูกเหนี่ยวนำเข้าสู่ห้องผสม ในช่วงแรกนี้ของไหลทั้งสอง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ชนิดจะยังไม่ผสมกันทันที แต่จะผสมกันก็ต่อเมื่อของไหลทุติยภูมิมีความเร็วเท่ากับความเร็วเสียง และเกิดการไหลแบบ Choke flow ซึ่งตำแหน่งที่เกิดการผสมกันระหว่างของไหลปฐมภูมิและของไหลทุติยภูมิจะเกิดขึ้นบริเวณห้องผสมตำแหน่งนั้นเรียกว่า Effective position ที่ปลายทางออกของห้องผสมของไหลทั้งสองชนิดจะผสมกันอย่างสมบูรณ์และสมมุติให้ความดันสถิตมีค่าคงที่ไปจนถึงช่วงคอคอดของอีเจ็คเตอร์ (Stoecker, 1958) และเนื่องจากอิทธิพลของความดันที่ปากทางออกของอีเจ็คเตอร์ที่มีค่าสูงเมื่อเทียบกับความดันคอคอด จึงทำให้เกิดปรากฏการณ์คลื่นกระแทก (Shock wave) คลื่นกระแทกนี้เป็นสาเหตุหลักที่ทำให้เกิดปรากฏการณ์กดอัด (Compression effect) และลดความเร็วในการไหลลงอย่างรวดเร็วของของไหลผสม (Mixed fluid) จากที่มีความเร็วเหนือเสียงลดลงเหลือต่ำกว่าเสียง ของไหลผสมจะไหลออกจากอีเจ็คเตอร์ โดยถูกทำให้ความเร็วลดลงและมีความดันสูงขึ้นเรื่อยๆ จนมีความดันเท่ากับความดันบริเวณปากทางออกของอีเจ็คเตอร์

จากรูปที่ 2.5 แสดงถึงประสิทธิภาพโดยทั่วไปของ Steam ejector เมื่อกำหนดค่าอุณหภูมิของ Boiler และ Evaporator คงที่และหาค่าความดันของ Condenser ปรากฏเป็นปรากฏการณ์การไหล 3 แบบ คือ การไหลแบบ choke flow, การไหลแบบ unchoke flow และการไหลแบบย้อนกลับ (Reversed flow) ทั้งสามแบบแบ่งช่วงการไหลถูกแบ่งออกจากกันโดยค่าความดันวิกฤต (Critical back pressure) และค่าความดันวิบัติ (Break down pressure)



รูปที่ 2.5 ปรากฏการณ์การไหลในอีเจ็คเตอร์

ภายใต้การไหลในช่วง choke flow เป็นปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นที่ตำแหน่งคอคอด (throat) ที่ความดันกลับ (Back pressure) หรือค่าความดันที่ปากทางออกของอีเจ็คเตอร์ มีค่าน้อยกว่าค่าความดันวิกฤต อีเจ็คเตอร์จะเหนี่ยวนำของไหลทุติยภูมิในปริมาณคงที่ซึ่งทำให้อัตราส่วนการเหนี่ยวนำมีค่าคงที่

ภายใต้การไหลแบบ unchoke flow ที่ค่าความดันกลับมีค่ามากกว่าความดันวิกฤตแต่น้อยกว่าค่าความดันวิบัติ ของไหลทุติยภูมิเกิดการไหลแบบ unchoke flow ทำให้อัตราการไหลเชิงมวลลดลงเป็นสาเหตุให้อัตราส่วนการเหนี่ยวนำลดลงอย่างรวดเร็ว

ภายใต้การไหลช่วง reversed flow ที่ค่าความดันกลับมีค่ามากกว่าค่าความดันวิบัติ การไหลของอีเจ็คเตอร์ในช่วงนี้จะเป็นการไหลย้อนกลับกล่าวคือของไหลปฐมภูมิจะไหลออกทางเข้าอีเจ็คเตอร์ของของไหลทุติยภูมิทำให้อีเจ็คเตอร์สูญเสียการทำงานของมันอย่างสมบูรณ์

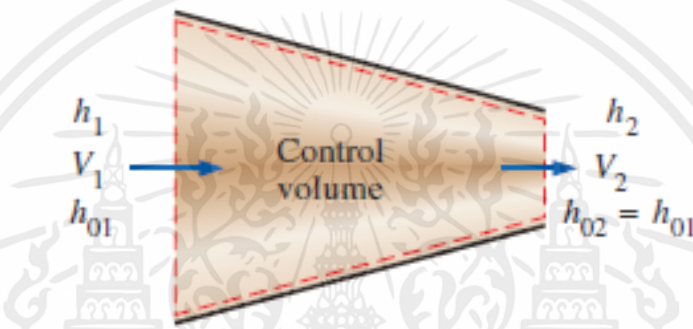
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## 2.3 ทฤษฎีพื้นฐานที่เกี่ยวข้องกับการไหลแบบอัดตัวได้

### 2.3.1 สภาวะสแตกเนชัน (Stagnation)

การไหลแบบอัดตัวได้ด้วยความเร็วสูง พบได้ในอุปกรณ์หลายชนิด เช่น เครื่องบิน หรือ เครื่องบินไอพ่น โดยมีการกำหนดสภาวะอ้างอิงที่เรียกว่า สภาวะสแตกเนชัน เพื่อให้การวิเคราะห์มีความสะดวกมากยิ่งขึ้น ในระบบจำเป็นต้องมีการพิจารณาพลังงานจลน์เนื่องมีการไหลด้วยความเร็วสูง กล่าวคือ เมื่อมีการพิจารณาพลังงานจลน์ ( $\frac{V^2}{2}$ ) รวมกับ Static Enthalpy ( $h$ ) เท่ากับ Stagnation enthalpy ( $h_0$ ) จะเป็นดังสมการข้างล่างนี้โดยมีหน่วยเป็น kJ/kg

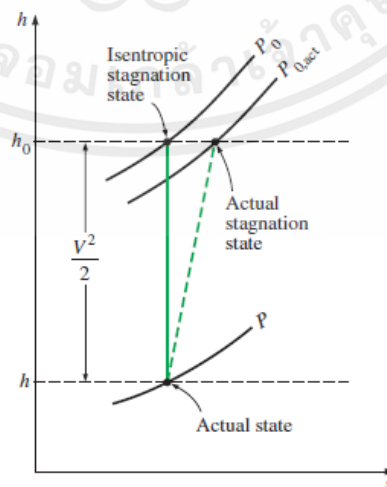
$$h_0 = h + \frac{V^2}{2} \quad 2.3$$



รูปที่ 2.6 การไหลแบบคงตัวของของไหลผ่านท่อแอดเดียบาติก

$$h_1 + \frac{V_1^2}{2} = h_2 = h_{02} \quad 2.4$$

จากรูปที่ 2.6 และสมการ 2.4 เมื่อของไหลถูกทำให้หยุดนิ่ง จะได้ว่า Stagnation enthalpy เป็นเทอมเอนทัลปีของของไหลเมื่อของไหลถูกให้หยุดนิ่งตามกระบวนการ Adiabatic พลังงานจลน์ของไหลจะถูกเปลี่ยนเป็นเอนทัลปี ( $u+Pv$ ) ซึ่งจะส่งผลให้อุณหภูมิและความดันของของไหลสูงขึ้น



รูปที่ 2.7 สภาวะที่เกิดขึ้นจริง สภาวะสแตกเนชันที่เกิดขึ้นจริงและสภาวะสแตกเนชันไอเซนโทรปิกของของไหลบนกราฟ h-s

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โดยทั่วไปกระบวนการสแตกเนชันมีลักษณะใกล้เคียงกับกระบวนการไอเซนโทรปิก จึงสามารถประมาณให้กระบวนการสแตกเนชันเป็นกระบวนการไอเซนโทรปิกได้ และถือได้ว่าสมบัติสแตกเนชันเป็นสมบัติสแตกเนชันไอเซนโทรปิกตามดังที่แสดงในรูปที่ 2.7

เมื่อของไหลที่เป็นแก๊สอุดมคติมีค่าความร้อนจำเพาะคงที่ (constant specific Heat,  $C_p$ ) ค่าเอนทัลปีของแก๊สจะเท่ากับ  $C_p T$  จะได้

$$C_p T_0 = C_p T + \frac{v^2}{2} \quad 2.5$$

หรือ

$$T_0 = T + \frac{v^2}{2C_p} \quad 2.6$$

โดย  $T_0$  คือ อุณหภูมิสแตกเนชัน มีหน่วยเป็น Kelvin (K)

ในทำนองเดียวกันกับอุณหภูมิ เมื่อของไหลถูกทำให้หยุดนิ่งตามกระบวนการไอเซนโทรปิกความดัน สแตกเนชัน  $P_0$  จะมีความสัมพันธ์กับความดันสถิต  $P$  ดังนี้

$$\frac{P_0}{P} = \left(\frac{T_0}{T}\right)^{k/(k-1)} \quad 2.7$$

จากความสัมพันธ์ในกระบวนการไอเซนโทรปิกคือ  $PV^k = P_0V_0^k$  และความสัมพันธ์ทั่วไปคือ  $\rho = 1/v$  จะได้อัตราส่วนของความหนาแน่นสแตกเนชันต่อความหนาแน่นสถิต ดังนี้

$$\frac{P_0}{P} = \left(\frac{T_0}{T}\right)^{1/(k-1)} \quad 2.8$$

### 2.3.2 ความเร็วเสียงและเลขมัค (Speed of sound and Mach number)

ปัจจัยที่มีความสำคัญอีกตัวหนึ่งในการศึกษาการไหลแบบอัดตัวได้คือ ความเร็วของเสียงหรือความเร็วโซนิก (velocity of sound or sonic speed) สำหรับสารทำงานที่เป็นแก๊สอุดมคติ จะได้สมการดังนี้

$$c = \sqrt{kRT} \quad 2.9$$

เนื่องจาก  $R$  เป็นค่าคงที่ ส่วน  $k$  เป็นฟังก์ชันของอุณหภูมิ ดังนั้นความเร็วเสียงของแก๊สอุดมคติจะเป็นฟังก์ชันของอุณหภูมิ

ความเร็วเสียงมีความสำคัญต่อการวิเคราะห์การไหลแบบอัดตัวได้เพราะมีความเร็วเสียงจะถูกใช้อ้างอิงเพื่อระบุสภาพการไหลของของไหล (หรือการเคลื่อนที่ของวัตถุ) ในเทอมตัวแปรที่เรียกว่า เลขมัค (Mach number,  $Ma$ )

$$Ma = \frac{v}{c} \quad 2.10$$

### 2.3.3 อิทธิพลของพื้นที่หน้าตัดการไหลต่อความเร็วในการไหลของของไหล

ในระหว่างการไหลของของไหลผ่านอุปกรณ์หลายชนิด เช่น หัวพ่น หัวกระจาย และกักกัน สมบัติของของไหลจะมีการเปลี่ยนแปลงในทิศทางของการไหลเป็นหลักจึงถือเป็นการไหลแบบไอเซนโทรปิกในหนึ่งมิติได้โดยมีความแม่นยำในระดับที่ยอมรับได้

ความสัมพันธ์ของพื้นที่หน้าตัดการไหลกับสมบัติต่าง ๆ ในระบบที่มีการไหลแบบไอเซนโทรปิกในหนึ่งมิติคือ ความดัน อุณหภูมิ ความหนาแน่น ความเร็วในการไหลและเลขมัค จะได้ความสัมพันธ์ดังนี้

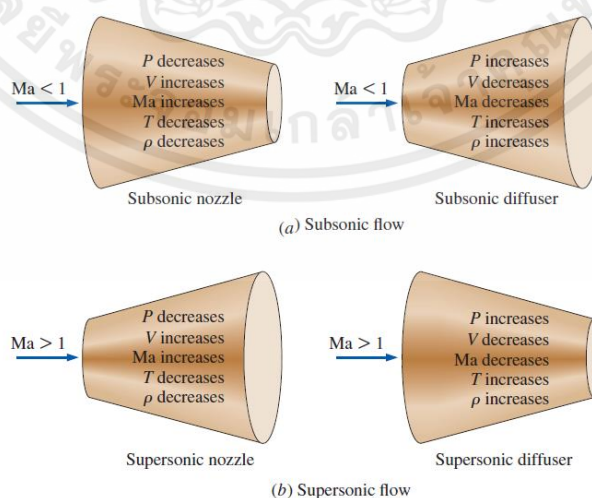
$$\frac{dA}{A} = \frac{dP}{\rho V^2} (1 - Ma^2) \quad 2.11$$

$$\frac{dA}{A} = \frac{dP}{\rho V^2} (1 - Ma^2) \quad 2.12$$

จากสมการ 2 สมการข้างบน จะเห็นได้ว่า

1. สำหรับการไหลที่มีความเร็วต่ำกว่าความเร็วเสียง ( $Ma < 1$ ) หรือความเร็วซับโซนิค เทอม  $1 - Ma^2$  จะมีเครื่องหมายเป็นบวก การไหลในท่อลู่ออก ( $dA > 0$ ) จะทำให้ความดันเพิ่มขึ้นในขณะที่ความเร็วจะลดลง ในทางตรงกันข้าม การไหลในท่อลู่เข้า ( $dA < 0$ ) จะทำให้ความดันลดลงในขณะที่ความเร็วจะเพิ่มขึ้น
2. สำหรับการไหลที่มีความเร็วเหนือกว่าความเร็วเสียง ( $Ma > 1$ ) หรือความเร็วซูเปอร์โซนิค เทอม  $1 - Ma^2$  จะมีเครื่องหมายเป็นลบ การไหลในท่อลู่ออก ( $dA > 0$ ) จะทำให้ความดันลดลงในขณะที่ความเร็วจะเพิ่มขึ้น ในทางตรงกันข้าม การไหลในท่อลู่เข้า ( $dA < 0$ ) จะทำให้ความดันเพิ่มขึ้นในขณะที่ความเร็วจะลดลง

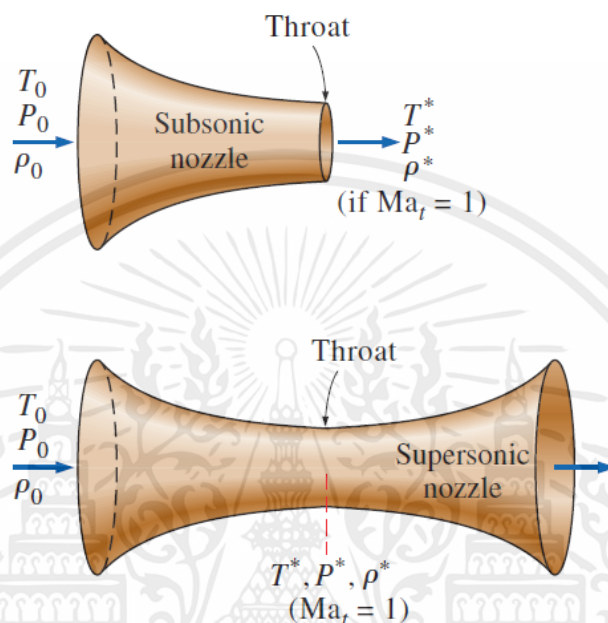
โดยนิยามอุปกรณ์ที่ทำให้ความเร็วในการไหลเพิ่มขึ้นเรียกว่า หัวพ่น (nozzle) ในทางตรงกันข้าม อุปกรณ์ที่ทำให้ความเร็วในการไหลลดลงเรียกว่าหัวกระจาย (diffuser) ผลของการเปลี่ยนแปลงหน้าตัดการไหลสำหรับการไหลแบบความเร็วต่ำกว่าความเร็วเสียงและความเร็วเหนือกว่าความเร็วเสียง ได้ถูกแสดงในรูปที่ 2.8



รูปที่ 2.8 ผลของการเปลี่ยนแปลงหน้าตัดการไหลสำหรับการไหลแบบความเร็วต่ำกว่าความเร็วเสียงและความเร็วเหนือกว่าความเร็วเสียง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จะเห็นได้ว่าการใช้หัวพ่นเพื่อเพิ่มความเร็วในการไหลจากความเร็วน้อยกว่าความเร็วเสียงให้เป็นความเร็วเหนือกว่าความเร็วเสียงได้นั้น จะต้องมีการติดตั้งหัวกระจายเข้ากับหัวพ่นเป็นหัวพ่น-หัวกระจาย หรือหัวพ่นลู่เข้า-ลู่ออก โดยในช่วงแรกของไหลจะผ่านช่วงหัวพ่นหรือช่วงลู่เข้า ซึ่งเลขมัคจะเพิ่มขึ้นและจะมีค่าเป็นหนึ่งซึ่งตำแหน่งคอขวดจากนั้นของไหลจะมีความเร็วสูงขึ้นสู่ระดับเหนือกว่าความเร็วเสียงในช่วงหัวกระจายหรือช่วงลู่ออก ดังแสดงในรูปที่ 2.9



รูปที่ 2.9 แสดงคุณสมบัติของไหลที่ตำแหน่งต่าง ๆ ของหัวพ่น-หัวกระจายหรือหัวพ่นลู่เข้า-ลู่ออก และตำแหน่งคอขวดเป็นสมบัติวิกฤต เมื่อ  $Ma_t = 1$

### 2.3.4 ความสัมพันธ์ของสมบัติต่าง ๆ สำหรับการไหลแบบไอเซนโทรปิกของแก๊สอุดมคติ

อุณหภูมิ  $T$  ของแก๊สอุดมคติที่ตำแหน่งใด ๆ มีความสัมพันธ์กับอุณหภูมิสถิตยจลน์ดังนี้

$$\frac{T_0}{T} = 1 + \left(\frac{k-1}{2}\right) Ma^2 \quad 2.13$$

อัตราส่วนความดันสถิตยจลน์ต่อความดันสถิตยจลน์มีความสัมพันธ์ดังนี้

$$\frac{P_0}{P} = \left[1 + \left(\frac{k-1}{2}\right) Ma^2\right]^{\frac{k}{k-1}} \quad 2.14$$

อัตราส่วนความหนาแน่นสถิตยจลน์ต่อความหนาแน่นสถิตยจลน์มีความสัมพันธ์ดังนี้

$$\frac{\rho_0}{\rho} = \left[1 + \left(\frac{k-1}{2}\right) Ma^2\right]^{\frac{1}{k-1}} \quad 2.15$$

สมบัติของของไหลที่ตำแหน่งเลขมัคเป็นหนึ่ง (ที่คอขวด) เรียกว่าสมบัติวิกฤต (critical properties) เรียกอัตราส่วนของสมบัติที่ตำแหน่งดังกล่าวต่อสมบัติที่สถานะสถิตยจลน์เรียกว่า อัตราส่วน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

วิกฤต (critical ratio) เมื่อกำหนดให้ด้วย  $\gamma^*$  เป็นสัญลักษณ์แสดงสมบัติที่สภาวะวิกฤตและให้  $Ma=1$  จะได้ความสัมพันธ์ดังนี้

$$\frac{T^*}{T_0} = \frac{2}{k+1} \quad 2.16$$

$$\frac{P^*}{P_0} = \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad 2.17$$

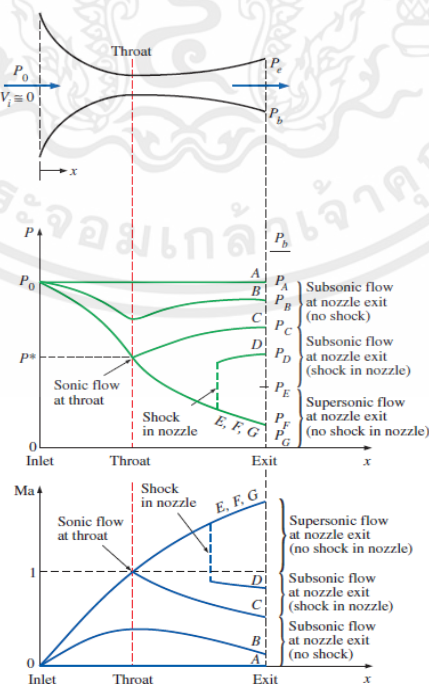
$$\frac{\rho^*}{\rho_0} = \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad 2.18$$

### 2.3.5 การไหลแบบไอเซนโทรปิกผ่านหัวพ่น

หัวพ่นลู่เข้าหรือหัวพ่นลู่เข้า-ลู่ออก มักถูกประยุกต์ใช้อย่างหลากหลายในทางวิศวกรรมรวมถึง กังหันไอและกังหันแก๊ส ระบบแรงขับเคลื่อนในอากาศยานและยานอวกาศ ในส่วนนี้จะมีการพิจารณาผลกระทบของความดันกลับ (back pressure) หรือ ความดันต้านหลังของเขตขาออกของหัวพ่น ต่อความเร็วขาออก อัตราการไหลของมวลและการกระจายตัวของความดันตลอดหัวพ่น

#### หัวพ่นลู่เข้า-ลู่ออก (converging-diverging nozzle)

การบังคับให้ของไหลผ่านหัวพ่นลู่เข้า-ลู่ออกไม่ได้ยืนยันว่าของไหลจะถูกเร่งเข้าสู่ความเร็วเหนือเสียง ในความจริงของไหลมักจะถูกพบว่ามีความเร็วลดลงในส่วนของลู่ออกแทนที่จะมีความเร็วเพิ่มถ้าความดันกลับนั้นไม่ได้อยู่ในช่วงที่ถูกต้อง สามารถดูได้จากรูปที่ 2.9



รูปที่ 2.10 ผลกระทบของความดันกลับ (back pressure) ต่อการไหลผ่านหัวพ่นลู่เข้า-ลู่ออก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ของไหลไหลเข้าหัวพ่นด้วยความเร็วต่ำที่ความเร็วสแตกเนชัน  $P_0$  เมื่อ  $P_b = P_0$  (case A) จะไม่มีการไหลผ่านหัวพ่น เป็นไปตามหลักการที่ว่า การไหลผ่านหัวพ่นจะถูกขับโดยความต่างของความดันระหว่างขาเข้าและขาออก ต่อไปจะเป็นการอธิบายว่าเกิดอะไรขึ้นเมื่อความดันกลับ (back pressure) ถูกทำให้ต่ำกว่านี้

1. เมื่อ  $P_0 > P_b > P_c$  การไหลจะยังคงเป็นความเร็วซับโซนิคและการไหลของมวลจะต่ำกว่าการไหลที่ความเร็วที่เกิดการไหลโซนิค ความเร็วของไหลจะเพิ่มในส่วนแรก (ส่วนลู่เข้า) และไปถึงค่าสูงสุดที่คอคอด แต่อย่างไรก็ตามการเพิ่มขึ้นของความเร็วจะสูญเสียในส่วนที่สอง (ส่วนลู่ออก) หรือเรียกว่าหัวกระจาย (diffuser) ความดันจะลดลงในส่วนลู่เข้า ถึงจุดต่ำสุดที่คอคอด และเพิ่มขึ้นที่การเสียความเร็วในส่วนลู่ออก
2. เมื่อ  $P_b = P_c$  ความดันที่คอคอดจะมีค่า  $P^*$  และของไหลจะมีค่าความเร็วเสียงที่คอคอดแต่ในส่วนของการลู่ออกของหัวพ่นจะทำหน้าที่เหมือนหัวกระจาย (diffuser) ลดความเร็วของไหลไปเป็นความเร็วซับโซนิค อัตราการไหลของมวลจะเพิ่มขึ้นเมื่อความดันกลับ (back pressure) ลดลงจนกระทั่งถึงค่าสูงสุดที่สามารถถึงได้โดยที่  $P_b = P^*$  เป็นความดันต่ำสุดที่สามารถให้ได้ที่คอคอดและความเร็วเสียงคือความเร็วสูงสุดที่สามารถถึงได้เมื่อใช้หัวพ่นลู่เข้า ดังนั้น การลดลงของ  $P_b$  ลงกว่านี้จะไม่มีผลกระทบกับการไหลของไหลในส่วนของส่วนลู่เข้าของหัวพ่นหรืออัตราการไหลของมวลผ่านหัวพ่น อย่างไรก็ตามการลดลงนี้จะมีอิทธิพลต่อลักษณะของการไหลในส่วนของการลู่ออกของหัวพ่น
3. เมื่อของไหลมีความเร็วเท่ากับความเร็วเสียง (ความดันมีค่าเท่ากับ  $P^*$ ) ณ ตำแหน่งคอคอดของหัวพ่น ความเร็วจะเพิ่มขึ้นในส่วนลู่ออกของหัวพ่น (Diverging Section) และจะเกิดคลื่นกระแทกตั้งฉากในช่วงระหว่างคอคอดและทางออกของหัวพ่นทำให้ความเร็วลดลงจนต่ำกว่าเสียงและความดันเพิ่มขึ้นอย่างฉับพลัน การไหลผ่านคลื่นกระแทกตั้งฉากเป็นกระบวนการย้อนกลับไม่ได้ (ไม่สามารถประมาณเป็นกระบวนการ Isentropic ได้) ตำแหน่งของคลื่นกระแทกตั้งฉากจะเลื่อนไปตามแนวทิศทางการไหลเมื่อความดันของของไหลที่ตำแหน่งทางออกของหัวพ่นลดลงและตำแหน่งของคลื่นกระแทกตั้งฉากจะอยู่ที่ระนาบทางออกของหัวพ่นเมื่อความดัน ณ ทางออกของหัวพ่นมีค่าลดลงจนเท่ากับ  $P_E$  ในกรณีนี้จะสามารถประมาณเป็นกระบวนการ Isentropic ได้ แต่อย่างไรก็ตามความเร็วจะลดลงจนต่ำกว่าเสียงเมื่อของไหลไหลออกจากหัวพ่น (เนื่องจากตำแหน่งของคลื่นกระแทกตั้งฉากอยู่ ณ ระนาบทางออกของหัวพ่นในกรณีที่ความดันทางออกเท่ากับ  $P_E$ )
4. เมื่อความดันทางออกลดลงจนต่ำกว่า  $P_E$  การไหลภายในหัวพ่นหลังจากผ่านคอคอดจะเป็นความเร็วเหนือเสียงจนออกจากหัวพ่น และสามารถประมาณได้ว่าเป็นกระบวนการ Isentropic เมื่อความดันทางออกมีค่าเท่ากับ  $P_F$  จะเกิด Expansion waves ณ ตำแหน่งทางออกของหัวพ่น เรียกปรากฏการณ์นี้ว่า Oblique Shocks

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## 2.4 Computational fluid dynamic (CFD)

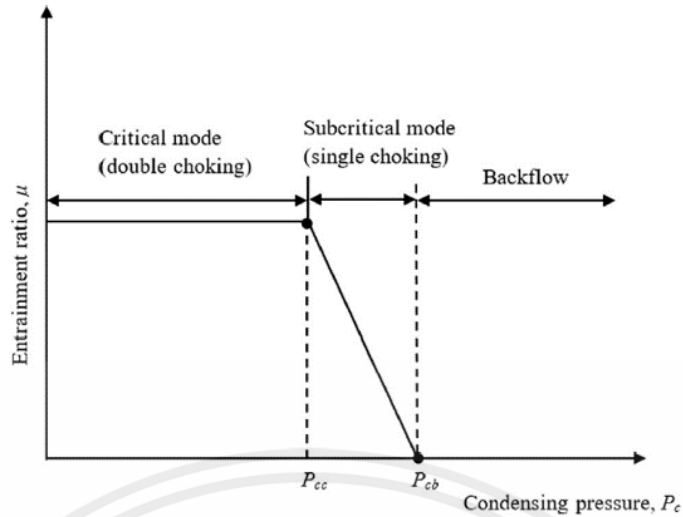
การจำลองการไหลเชิงตัวเลขอธิบายการไหลและกระบวนการผสมกันภายในอีเจ็คเตอร์ ซึ่งผลลัพธ์จากการจำลองโปรแกรมสามารถเชื่อถือได้พอกับผลลัพธ์จากการทดลองจริง ซึ่งเทคนิค CFD นี้สามารถนำมาคำนวณหาประสิทธิภาพของระบบทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์ได้ แบบจำลอง Ejector ที่ใช้ในการออกแบบนี้มีพื้นฐานจากทฤษฎีการผสมแบบความดันคงที่ซึ่งใช้มากในการศึกษาระบบของ Ejector แบบจำลองนี้จะรวมวิธีการที่อยู่ในงานวิจัยของ Huang et al. [1] ที่หาประสิทธิภาพในการทำงานที่โหมดวิกฤต [critical mode] และวิธีการที่ใช้โดย Li et al. [2] เพื่อที่จะสร้างแบบจำลองการทำงานในภาวะที่ต่ำกว่าจุดวิกฤต (ความดันของเครื่องควบแน่นสูงกว่าภาวะวิกฤต) และหาเงื่อนไขที่ระบบไม่สามารถทำงานได้ (breakdown conditions) พร้อมทั้งทำการหาค่าประสิทธิภาพของอีเจ็คเตอร์เพื่อเพิ่มความแม่นยำของแบบจำลอง

### 2.4.1 Ejector model

ในกระบวนการผสมระหว่างของไหลปฐมภูมิและของไหลทุติยภูมิ ความเร็วของของไหลปฐมภูมิลดลงเนื่องจากแรงเสียดทานระหว่างของไหลปฐมภูมิและของไหลทุติยภูมิ ในขณะเดียวกันความเร็วของของไหลทุติยภูมิมีค่าเพิ่มขึ้น และเพื่อให้การผสมระหว่างของไหลทั้งสองมีค่าความดันรวมคงที่ จึงได้มีการใช้สมมติฐานดังนี้

- i. ของไหลใน Ejector เป็นแก๊สอุดมคติ และค่าความจุความร้อนจำเพาะไม่แปรผันตามอุณหภูมิ เนื่องจากความเปลี่ยนแปลงของค่าความจุความร้อนจำเพาะมีค่าน้อยในช่วงอุณหภูมิที่ใช้งาน
- ii. การไหลอยู่ในสภาวะคงตัวและเป็นหนึ่งมิติ (เคลื่อนที่ตามแนว Ejector) ตลอดทั้งระบบ
- iii. ในส่วนของ Ejector ไม่มีการถ่ายเทความร้อนเข้าหรือออกจากระบบ เนื่องจากของไหลของระบบมีการเคลื่อนที่ด้วยความเร็วสูง จึงทำให้ระยะเวลาในการถ่ายเทพลังงานความร้อนมีค่าน้อย ส่งผลให้ค่าความร้อนสุทธิที่ถูกถ่ายเทมีค่าน้อย
- iv. ของไหลทั้งสองทำงานอยู่ในสถานะแก๊สอัดตัว
- v. ความเร็วก่อนเข้าหัวพ่น Supersonic มีค่าน้อยเป็นศูนย์ เมื่อเทียบกับความเร็วออกจากหัวพ่น
- vi. ในแต่ละช่วงของ Ejector ของระบบทำความเย็นเป็น ช่วงปริมาตรควบคุม (Control Volume) การทำงานของ ระบบทำความเย็นแบบ Ejector ในช่วงการทำงานแบบวิกฤต ค่า Entrainment Ratio มีค่าคงที่และ Condensing Pressure มีค่าต่ำกว่า Critical Condensing Pressure ในการทำงานแบบ Subcritical ค่า Condensing Pressure จะอยู่ระหว่าง Critical Condensing Pressure และ Breakdown Pressure ในภาวะการทำงานแบบ Subcritical ค่า Entrainment Ratio จะลดลงเมื่อ Condensing Pressure สูงขึ้น จนกระทั่งเป็นศูนย์ (เกิดการไหลย้อนกลับของสารทำงาน) ดังแสดงในรูปที่

2.11



รูปที่ 2.11 ช่วงการทำงานของอีเจ็คเตอร์

#### 2.4.2 การทำงานในสภาวะวิกฤต (Critical mode of operation)

ในการทำงานในสภาวะวิกฤต ทั้ง Primary Fluid และ Secondary Fluid เกิดการไหลแบบ Choked และใช้ Isentropic Flow ในการหาประสิทธิภาพ อัตราการไหลของมวลของ Primary Fluid ที่ไหลผ่านหัวพ่น สามารถหาค่าได้จาก

$$\dot{m}_p = P_g \frac{A_t}{\sqrt{T_g}} \sqrt{\frac{k}{R} \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \eta_p} \quad 2.19$$

เลขมัคที่ตำแหน่งทางออกหัวพ่น ( $M_{p1}$ ) และ ความดันที่ทางออกหัวพ่นจากความสัมพันธ์ Isentropic

$$\left( \frac{A_{p1}}{A_t} \right)^2 \approx \frac{1}{M_{p1}^2} \left( \frac{2}{k+1} \left( 1 + \frac{k-1}{2} M_{p1}^2 \right) \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \quad 2.20$$

$$\frac{P_g}{P_{p1}} \approx \left( 1 + \frac{k-1}{2} M_{p1}^2 \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad 2.21$$

เลขมัคของ Primary Fluid ที่ตำแหน่งทางเข้าท่อผสมหน้าตัดคงที่ ( $M_{2p}$ ) และความดันที่ตำแหน่งหน้าตัดคงที่

$$\frac{P_{2p}}{P_{p1}} \approx \frac{\left( 1 + \frac{(k-1)}{2} M_{p1}^2 \right)^{\frac{k+1}{k-1}}}{\left( 1 + \frac{(k-1)}{2} M_{2p}^2 \right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \quad 2.22$$

พื้นที่ตั้งฉากของการไหลของ Primary Fluid ที่ตำแหน่งหน้าตัดคงที่ ( $A_{2p}$ ) หาได้จาก

$$\frac{A_{2p}}{A_{p1}} \approx \frac{\left( \frac{\Phi_p}{M_{2p}} \right) \left( \left( \frac{2}{k+1} \right) \left( 1 + \frac{(k-1)}{2} M_{2p}^2 \right) \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}}{\left( \frac{1}{M_{p1}} \right) \left( \left( \frac{2}{k+1} \right) \left( 1 + \frac{(k-1)}{2} M_{p1}^2 \right) \right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}} \quad 2.23$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ในสมการที่ 2.23 ค่าสัมประสิทธิ์ความสูญเสีย ถูกนำมาคิดในช่วง Primary Fluid เคลื่อนที่จากทางออกหัวพ่น สู่ท่อผสมหน้าตัดคงที่ ความสูญเสียนี้เกิดจากความหนืดของ Primary Fluid และ Secondary Fluid ที่ Boundary การไหลที่ไหลเข้าสู่ท่อผสมได้ถูกตั้งสมมุติฐานว่าเกิดการ Choked ด้วยเหตุนี้เลขมัคของ Secondary Fluid จึงเท่ากับ 1 ความดันของ Secondary Fluid ที่ตำแหน่ง 2 หาได้จาก

$$\frac{P_e}{P_{2s}} \approx \left(1 + \frac{k-1}{2} M_{2s}^2\right)^{\frac{k}{k-1}} \quad 2.24$$

อัตราการไหลของมวลของ Secondary Fluid สามารถคำนวณได้โดยวิธีเดียวกันกับ ของไหล Primary Fluid แต่ถูกดูดเข้าสู่ท่อผสมหน้าตัดคงที่โดยหาได้ดังนี้

$$\dot{m}_s = P_e \frac{A_{2s}}{\sqrt{T_e}} \sqrt{\frac{k}{R} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}} \sqrt{\eta_s} \quad 2.25$$

$\eta_s$  คือ Isentropic Efficiency สำหรับการสูญเสียในการดูดของ Secondary Fluid พื้นที่หน้าตัดที่ตำแหน่ง 2 คือ  $A_3$  ซึ่งเป็นผลรวมของพื้นที่ตั้งฉากการไหลของ Primary Fluid ( $A_{2p}$ ) และ Secondary Fluid ( $A_{2s}$ )

$$A_{2p} + A_{2s} = A_3 \quad 2.26$$

ณ ท่อผสม อุณหภูมิและเลขมัคของ Primary Fluid และ Secondary Fluid สามารถคำนวณได้จาก

$$\frac{T_g}{T_{2p}} = 1 + \frac{(k-1)}{2} M_{2p}^2 \quad 2.27$$

$$\frac{T_e}{T_{2s}} = 1 + \frac{(k-1)}{2} M_{2s}^2 \quad 2.28$$

เมื่อของไหลทั้งสองผสมกันแล้ว จากการอนุรักษ์โมเมนตัมและพลังงานจะได้

$$\dot{Q}_m(\dot{m}_p u_{2p} + \dot{m}_s u_{2s}) = (\dot{m}_p + \dot{m}_s) u_m \quad 2.29$$

$u_{2p}$  และ  $u_{2s}$  คือความเร็วของ primary fluid และ secondary fluid ตามลำดับ  $u_m$  คือความเร็วของกระแสที่ถูกผสม  $\dot{Q}_m$  คือสัมประสิทธิ์ความสูญเสียเนื่องจากแรงเสียดทาน สมการอนุรักษ์พลังงานมีดังนี้

$$\dot{m}_p \left( C_p T_{2p} + \frac{u_{2p}^2}{2} \right) + \dot{m}_s \left( C_p T_{2s} + \frac{u_{2s}^2}{2} \right) = (\dot{m}_p + \dot{m}_s) \left( C_p T_m + \frac{u_m^2}{2} \right) \quad 2.30$$

ความเร็วในท่อท่อผสมสามารถหาได้จาก เลขมัคที่หาได้จากสมการที่ผ่านมาโดย

$$u_{2p} = M_{2p} a_{2p} \quad 2.31$$

$a_{2p}$  คือความเร็วเสียงที่อุณหภูมิ  $T_{2p}$  โดย

$$a_{2p} = \sqrt{kRT_{2p}} \quad 2.32$$

และสำหรับความเร็วของ Secondary Fluid สามารถหาได้ในทำนองเดียวกัน

หลังจากของไหลทั้งสองได้ผสมกันแล้ว เกิดคลื่นกระแทกตั้งฉากพร้อมทั้งความดันเพิ่มขึ้นอย่างฉับพลัน สามารถคำนวณได้จาก

$$\frac{P_3}{P_m} = 1 + \frac{2k}{k+1}(M_m^2 - 1) \quad 2.33$$

และเลขมัค ณ ทางเข้า Diffuser (ตำแหน่ง 3) หาได้จาก

$$M_3^2 = \frac{1 + \frac{(k-1)}{2}M_m^2}{kM_m^2 - \frac{(k-1)}{2}} \quad 2.34$$

การไหลผ่าน Diffuser ถูกตั้งสมมุติฐานว่าเป็นกระบวนการ isentropic ด้วยเหตุนี้จึงสามารถคำนวณหาความดันควบแน่นวิกฤต (Critical Condensing Pressure) ได้จาก

$$\frac{P_{cc}}{P_3} \approx \left(1 + \frac{k-1}{2}M_3^2\right)^{\frac{k}{k-1}} \quad 2.35$$

จากสมการข้างต้นทั้งหมด ประสิทธิภาพของระบบทำความเย็นภายใต้ภาวะการทำงานแบบวิกฤตสามารถหาได้ Entrainment Ratio,  $Rm$  เป็นตัวแปรสำคัญของประสิทธิภาพของระบบสามารถหาได้จาก

$$Rm_{cc} = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p} \quad 2.36$$

#### 2.4.3 การทำงานในภาวะต่ำกว่าสถานะวิกฤต (Subcritical mode of operation)

ดังรูปที่ 2.10 ได้แสดงให้เห็นว่า Entrainment Ratio มีค่าคงที่ในการทำงานที่ภาวะวิกฤต (Critical mode of operation) และเมื่อความดันควบแน่นวิกฤตเพิ่มขึ้น (Critical Condensing Pressure) ประสิทธิภาพจะเริ่มลดลงจนถึงสภาวะที่ระบบไม่สามารถทำงานได้ (เนื่องจากความดันสูงกว่าทางเข้าจนทำให้เกิดการไหลย้อนกลับ เรียกความดันค่านี้ว่า Breakdown Pressure) ในช่วงระหว่าง Critical mode และ Subcritical mode ค่า Entrainment Ratio จะลดลงจนเท่ากับศูนย์ ( ณ Breakdown Pressure) แบบจำลองที่สภาวะ Breakdown ถูกสร้างขึ้นโดย Li et al และถูกใช้ร่วมกับแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของ Huang et al

ความสัมพันธ์ระหว่างความดัน Primary fluid และเลขมัคที่ทางเข้าท่อผสมหน้าตัดคงที่สามารถหาได้โดย

$$\frac{P_g}{P_{xp}} \approx \left(1 + \frac{k-1}{2}M_{xp}^2\right)^{\frac{k}{k-1}} \quad 2.37$$

โดย  $P_{xp}$  คือความดันของ primary fluid ที่บริเวณ x และ  $M_{xp}$  คือเลขมัคของ primary fluid ที่ตำแหน่ง x

ที่จุด Breakdown ค่า Entrainment เป็นศูนย์แสดงถึงไม่มี Secondary Fluid ถูกดูดเข้าสู่ Ejector ดังนั้นอัตราการไหลของมวล Secondary Fluid เท่ากับศูนย์ และที่หน้าตัด x-x มีความดันเท่ากับความดันของเครื่องระเหย ( $P_{xs}=P_e$ )

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ดังนั้น

$$P_{xp} = P_{xs} = P_e \quad 2.38$$

อัตราการไหลของมวลที่ไหลผ่านหัวพ่นในภาวะ Subcritical มีค่าเท่ากับสมการที่ 13 อุณหภูมิและความเร็วของ Primary Fluid ที่หน้าตัด x-x คำนวณได้จาก

$$\frac{T_g}{T_{xp}} = 1 + \frac{(k-1)}{2} M_{xp}^2 \quad 2.39$$

และ

$$u_{xp} = M_{xp} \sqrt{kRT_{xp}} \quad 2.40$$

ภายใต้การทำงานในสภาวะ Subcritical และที่ Breakdown Pressure จากการอนุรักษ์โมเมนตัม จะได้

$$\dot{m}_p(\dot{m}_p u_{xp} + \dot{m}_s u_{xs}) = (\dot{m}_p + \dot{m}_s) u_{m2} \quad 2.41$$

โดย  $u_{m2}$  คือความเร็วของการไหลหลังจากผ่านหน้าตัด m-m ที่จุด Breakdown ไม่มีการดูด Secondary Fluid ดังนั้น  $\dot{m}_{xs} = 0, u_{xs} = 0$

$$\dot{m}_p \left( C_p T_{xp} + \frac{u_{xp}^2}{2} \right) + \dot{m}_s \left( C_p T_{xs} + \frac{u_{xs}^2}{2} \right) = (\dot{m}_p + \dot{m}_s) \left( C_p T_{m2} + \frac{u_{m2}^2}{2} \right) \quad 2.42$$

ที่หน้าตัด m-m

$$u_{m2} = M_{m2} \sqrt{kRT_{m2}} \quad 2.43$$

จากหน้าตัด m-m ไปยังทางเข้า Diffuser

$$\frac{P_{32}}{P_{m2}} = 1 + \frac{2k}{k+1} (M_{m2}^2 - 1) \quad 2.44$$

และ

$$M_{32}^2 = \frac{1 + \frac{(k-1)}{2} M_{m2}^2}{k M_{m2}^2 - \frac{(k-1)}{2}} \quad 2.45$$

ที่ทางออกของ diffuser ความดัน breakdown,  $P_{cb}$  มีค่า

$$\frac{P_{cb}}{P_{32}} \approx \left( 1 + \frac{k-1}{2} M_{32}^2 \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad 2.46$$

โดยตัวห้อย 2 เพื่อแสดงถึงความแตกต่างจากเทอมในการทำงานในสภาวะวิกฤต

#### 2.4.4 ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (Coefficient of performance)

Coefficient of performance (COP) ของระบบทำความเย็นแบบ Ejector

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_g + \dot{W}_p} \quad 2.47$$

โดย ความสามารถในการทำความเย็นเท่ากับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านอื่น 2.48  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_s(h_{eo} - h_{ei}) \quad 2.48$$

$h_{eo}$  และ  $h_{ei}$  คือเอนทัลปีขาออกและขาเข้าเครื่องระเหยตามลำดับอัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องกำเนิดไอเท่ากับ

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_p(h_{go} - h_{gi}) \quad 2.49$$

$h_{go}$  และ  $h_{gi}$  คือเอนทัลปีขาออกและขาเข้าของเครื่องกำเนิดไอ งานของ pump เท่ากับ

$$\dot{W}_p = \dot{m}_p(h_{gi} - h_{co}) \quad 2.50$$

โดย  $h_{co}$  คือเอนทัลปี ณ ทางออกของเครื่องควบแน่นจะได้

$$COP = Rm \frac{(h_{eo} - h_{ei})}{(h_{go} - h_{co})} \quad 2.51$$

#### 2.4.5 ค่าสัมประสิทธิ์การขยายตัวของไหลปฐมภูมิ (Primary fluid expansion coefficient)

ค่าสัมประสิทธิ์การขยายตัวของของไหลปฐมภูมิ ( $C_{PE}$ ) หาได้จากอัตราส่วนความดันไอน้ำ (Upstream pressure ratio:  $PR_{upst}$ ) และอัตราส่วนความดันขยายตัวแบบไอเซนโทรปิกของหัวฉีดปฐมภูมิ (Isentropic expansion pressure ratio of the primary nozzle :  $PR_{isen}$ ) โดย

$$C_{PE} = \frac{PR_{upst}}{PR_{isen}} \quad 2.52$$

เมื่อ  $PR_{upst} = P_{boiler}/P_{evap}$  2.53

$$PR_{isen} = \frac{P_{boiler}}{P_{nozz}} = \left[ 1 + \left\{ \frac{\gamma-1}{2} \right\} \times Ma^2 \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad 2.54$$

โดย  $P_{nozz}$  คือ ความดันที่ทางออกหัวฉีด

$Ma$  คือ เลขมัคที่หัวฉีดปฐมภูมิ

$C_{PE}$  เป็นการแสดงความสมบูรณ์การขยายตัวเท่ากับ 1 โดยที่หากไม่เกิดคลื่นกระแทกหลังจากไอน้ำปฐมภูมิออกจากหัวฉีด การไหลประเภทนี้จะปิดเป็นการไหลแบบไอเซนโทรปิก (entropy generation และ exergy destruction ต่ำ) หมายความว่าผลลัพธ์ของการสูญเสียเอนโทรปีต่ำ หาก  $C_{PE} < 1$  แสดงว่าเป็นกรณีภาวะ over-expanded มีคลื่นกระแทกในแนวตั้งฉากและการสูญเสียเอนโทรปีเเยอะ (entropy generation สูง) หาก  $C_{PE} > 1$  แสดงว่าเป็นกรณีภาวะ under-expanded โดยแสดงถึงการกระแทกที่เบาหลังจากพุ่งออกจากหัวฉีด (shock-expansion fan) [Thongtip และ Aphomratana 2021] แนะนำที่ภาวะ under-expanded ควรจะดำเนินการเพื่อให้ได้กระบวนการที่ดีของ shear mixing และ มวลของ entrainment ratio เนื่องจากในภาวะ นั้นจะส่งผลให้เลขมัคหลังพุ่งออกจากทางออกหัวฉีดจะมากกว่าการพุ่งขยายตัวในภาวะอื่นๆ แม้เมื่อกำหนดให้เลขมัคที่ทางออกหัวฉีดคงที่

## 2.5 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้องในโปรแกรมการวิเคราะห์เชิงตัวเลข ANSYS (FLUENT)

### 2.5.1 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้องกับการไหล

ของไหลคือ สสารที่มีการเปลี่ยนรูปร่างอย่างต่อเนื่อง เมื่อมีความเค้นเฉือนมากระทำจะทำให้สสารเกิดการเคลื่อนที่และเปลี่ยนแปลงรูปร่าง ของเหลวและก๊าซจัดว่าเป็นรูปแบบของของไหลชนิดหนึ่ง แต่ก๊าซเป็นของไหลที่อัดตัวได้ ส่วนของเหลวเป็นของไหลที่อัดตัวไม่ได้ หรือสามารถอัดตัวได้ภายใต้ความดันสูง ของไหลอัดตัวได้เป็นของไหลที่มีความหนาแน่นไม่คงที่ ซึ่งขึ้นอยู่กับหลายๆตัวแปร เช่น ก๊าซที่อยู่ในสถานะปิดสนิท เมื่อได้รับความร้อนจะทำให้มีความหนาแน่นสูงขึ้น แต่เมื่อสูญเสียความร้อน ความหนาแน่นของก๊าซจะลดลง ในงานวิจัยนี้จะศึกษาเฉพาะของไหลที่อัดตัวได้เนื่องจากสสารที่อยู่ภายใน Ejector นั้นมีสถานะเป็นก๊าซทั้งหมด ซึ่งก๊าซเป็นของไหลที่อัดตัวได้

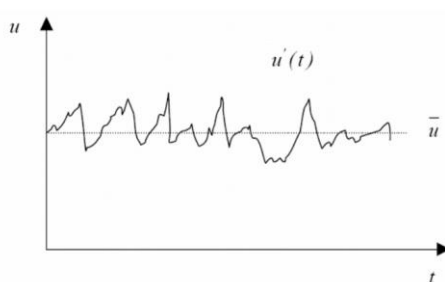
### 2.5.2 การไหลแบบราบเรียบและการไหลแบบปั่นป่วน

การไหลแบบราบเรียบและการไหลแบบปั่นป่วนนั้นพิจารณาจากความเร็วของการไหลของของไหลเป็นหลัก โดยที่ที่ความเร็วของการไหลต่ำจะทำให้ของไหลเกิดการไหลแบบราบเรียบ แต่ถ้าค่าความเร็วสูงจะทำให้ของไหลเกิดการไหลแบบปั่นป่วน อีกทั้งยังสามารถพิจารณาได้จากความหนืดของของไหล ถ้าของไหลมีความหนืดสูง มักจะเกิดการไหลแบบราบเรียบเพราะแรงต้านความเร็วในการไหลมาก ในทางกลับกันถ้าของไหลมีความหนืดต่ำ จะทำให้เกิดการไหลแบบปั่นป่วนเพราะแรงต้านความเร็วในการไหลน้อย ในงานวิจัยนี้จะมุ่งเน้นไปที่การไหลแบบปั่นป่วนเป็นหลักเนื่องจากพฤติกรรมของการไหลภายใน Ejector นั้นมักเคลื่อนที่ด้วยความเร็วสูง อีกทั้งสสารที่อยู่ภายใน Ejector มีสถานะเป็นก๊าซทั้งหมดซึ่งมีค่าความหนืดต่ำ

### 2.5.3 สมการควบคุมของการไหลของของไหล

สมการควบคุมของการไหลของของไหล (governing equation of fluid flow) โดยปกติแล้วค่าตัวแปรต่าง ๆ สำหรับการไหลแบบปั่นป่วนมักมีค่าไม่คงที่ และค่าต่าง ๆ เหล่านี้นั้นจะเป็นฟังก์ชันที่ขึ้นกับเวลา (time dependent) กล่าวก็คือค่าเหล่านี้จะเปลี่ยนไปตามเวลาที่เปลี่ยนไป ซึ่งปัญหาลักษณะเช่นนี้ทำให้การคำนวณตัวแปรมีความยุ่งยากเพิ่มมากขึ้นเป็นอย่างมาก เพราะฉะนั้นจึงทำการสมมุติว่าคุณสมบัติต่าง ๆ ที่พิจารณาในกรณีการไหลแบบปั่นป่วนนี้ สามารถแบ่งออกเป็นได้ 2 ส่วนโดยใช้หลักการ Reynolds decomposition ได้ดังนี้

1. ส่วนที่ค่าเฉลี่ยไม่ขึ้นกับเวลา
2. ส่วนที่ค่าความผันผวนขึ้น (fluctuation) กับเวลา



รูปที่ 2.12 ลักษณะของความเร็วในการไหลแบบปั่นป่วน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สมการพื้นฐานของการไหลแบบปั่นป่วนสำหรับสมการความต่อเนื่อง (continuity equation) และสมการโมเมนตัม (momentum equation) สามารถเขียนสมการทั้งสองให้อยู่ในรูปของเทนเซอร์ (tensor) ได้ดังนี้

สมการความต่อเนื่อง

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad 2.55$$

สมการโมเมนตัม

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_j u_i) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}[\mu(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i})] \quad 2.56$$

จาก Reynold decomposition ทุกตัวแปรในการไหลสามารถแบ่งออกเป็นสองส่วนที่เป็นส่วนที่เป็นค่าเฉลี่ยและส่วนที่แทนผลของการสั่น ตัวอย่างเช่น ฟังก์ชัน สามารถแบ่งได้เป็น

$$f = \bar{f} + f' \quad 2.57$$

จากนั้นทำการเฉลี่ยในช่วงเวลาหนึ่ง (time-averaging) จะได้ว่า

$$\bar{f}(x) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T f(x, t) dt \quad 2.58$$

ซึ่งเมื่อทำการเฉลี่ยแล้วจะทำให้ค่าเฉลี่ยของส่วนที่แทนผลของค่าผันผวนกับเวลา (fluctuation) นั้นมีค่าเป็นศูนย์ ( $\bar{f}' = 0$ ) และจะได้ค่าเฉลี่ยของผลคูณทั้งสองตัวแปรมีค่าเป็น  $\overline{fg} = \overline{fg} + \overline{f'g'}$  หากทำการเฉลี่ยในช่วงเวลาหนึ่งกับสมการความต่อเนื่องและสมการโมเมนตัมจะได้

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad 2.59$$

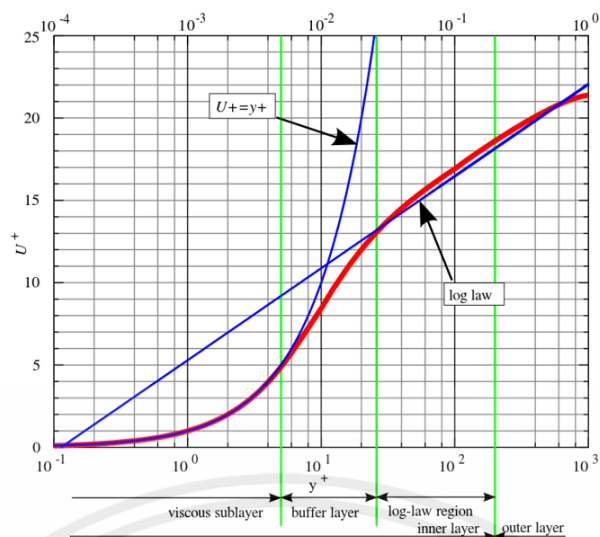
$$\rho \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}[\mu(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i})] + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad 2.60$$

ซึ่งสมการ 2.59 และ 2.60 นี้ เรียกว่าสมการ Reynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS)

#### 2.5.4 The universal law of the wall

ในกลศาสตร์ของของไหล (fluid dynamic) กฎสากลของขอบผนัง (The universal law of wall) คือ กฎที่กล่าวว่า ค่าของความเร็วเฉลี่ย (average velocity) ณ จุดหนึ่ง ๆ อันเนื่องมาจากการไหลแบบปั่นป่วน (turbulent flow) เป็นอัตราส่วนโดยตรงกับฟังก์ชันลอการิทึม (logarithm) ของระยะห่างจากขอบผนังของจุดนั้น ๆ หรือรู้จักกันในอีกชื่อหนึ่งว่าขอบเขตของการไหลของของไหล (the boundary of the fluid region)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.13 the universal law of wall

### 2.5.5 สูตรลอการิทึมทั่วไป

สูตรลอการิทึมทั่วไป (general logarithm formulation) สำหรับกฎสากลของขอบผนัง (The universal law of wall) ประกอบไปด้วยสูตรสมการต่าง ๆ ดังนี้

$u$  plus

$$u^+ = \frac{u}{u_\tau} \quad 2.61$$

โดยที่  $u^+$  คือ ความเร็วไร้มิติ

$u$  คือ ความเร็วที่ขนานกับผนัง

$u_\tau$  คือ friction velocity

$y$  plus

$$y^+ = \frac{y u_\tau}{\nu} \quad 2.62$$

โดยที่  $y^+$  คือ พิกัดของผนัง (dimensionless)

$y$  คือ ระยะห่างจากผนัง

$u_\tau$  คือ friction velocity

$\nu$  คือ kinematic viscosity

### 2.5.6 การคำนวณของไหลด้วยเทคนิคการคำนวณแบบพลศาสตร์

การคำนวณของไหลด้วยเทคนิคการคำนวณแบบพลศาสตร์ (computational fluid dynamic) เป็นการคำนวณเพื่อศึกษาและแก้ไขปัญหาของของไหลโดยวิธีการจำลองพฤติกรรม การไหลของของไหลที่ไม่สามารถศึกษาด้วยการสังเกตและการมองเห็น โดยใช้สมการพื้นฐานของวิธีการเชิงตัวเลข (principle numerical method) ในการคำนวณเพื่อเปลี่ยนจากสมการควบคุมของการไหลของของไหล (governing equation of fluid flow) ต่าง ๆ ซึ่งประกอบไปด้วยสมการ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การไหลของนาเวียร์-สโตกส์ (Navier-Stokes equation) ในรูปแบบของการอนุรักษ์พลังงาน (conservation of energy) สมการความต่อเนื่อง และสมการการแลกเปลี่ยนโมเมนตัมไปเป็นสมการทางพีชคณิต (algebraic equation) เพื่อหาผลลัพธ์ของสมการด้วยวิธีการเชิงตัวเลข (numerical method) ซึ่งการเปลี่ยนจากสมการควบคุมของการไหลของของไหลต่าง ๆ ไปเป็นสมการทางพีชคณิต (algebraic equation) นั้นทำได้โดยวิธีการจำกัดทางปริมาตร (finite volume method) ซึ่งโดยปกติแล้วการคำนวณของไหลด้วยเทคนิคคำนวณแบบพลศาสตร์จะถูกแบ่งออกเป็น 3 ขั้นตอน คือ ขั้นตอนก่อนกระบวนการประมวลผล (pre-processing step) ขั้นตอนการแก้ไขปัญหาหรือการจำลอง (solver step or simulation) และ ขั้นตอนหลังกระบวนการประมวลผล (post-processing)

### 2.5.7 Reynolds Averaged Navier-Stokes Simulation

สมการ Reynold Averaged Navier-stokes Simulation (RANS) เป็นสมการที่ใช้ในการควบคุมค่าปริมาณการไหลเฉลี่ย (averaged flow quantities) ในช่วงของการปั่นป่วน (turbulence) ที่ถูกจำลอง ซึ่งเป็นสมการที่ช่วยประหยัดเวลาและทรัพยากรในการแก้ปัญหาคำนวณของไหลด้วยเทคนิคคำนวณแบบพลศาสตร์ ซึ่งถูกใช้กันอย่างแพร่หลายในวงการวิศวกรรม และมีให้ใช้ในโปรแกรม ANSYS (FLUENT) 19 โดยประกอบไปด้วย Spalart-Allmaras,  $k - \epsilon$ ,  $k - \omega$  และ Reynold stress model (RSM) ซึ่งหลักพื้นฐานของสมการ Reynold Averaged Navier-stokes Simulation (RANS) นั้นมักใช้คำนวณของไหลที่มีค่าการไหลขึ้นอยู่กับเวลา (time-dependent flow)

### 2.5.8 โมเดลจำลองความปั่นป่วนแบบ Realizable $k - \omega$

โมเดลจำลองความปั่นป่วนแบบ Realizable  $k - \omega$  ( $k - \omega$ -sst) สมการจลน์ของค่าความปั่นป่วน ( $k$ ) สามารถเขียนได้ดังนี้

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( (\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) \quad 2.63$$

$$- \overline{\rho u_i' u_j'} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \rho \beta^* k \omega \quad 2.64$$

สมการอัตราการลดลงของพลังงานจลน์ของค่าความปั่นป่วนจำเพาะ ( $\omega$ ) สามารถเขียนได้ดังนี้

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( (\mu + \sigma_\omega \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \right) \quad 2.65$$

$$- \frac{\alpha}{\nu_t} \overline{\rho u_i' u_j'} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \rho \beta \omega^2 \quad 2.66$$

$$+ 2(1 - F_1) \rho \sigma_{\omega,2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad 2.67$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้拿去ใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โดยที่ค่า Eddy viscosity แสดงได้ดังนี้

$$\mu_t = \rho \frac{k}{\omega} \frac{1}{\max \left[ \frac{1}{\alpha^*}, \frac{\Omega F_2}{a1\omega} \right]} \quad 2.68$$

โดยที่ 
$$\Omega = \sqrt{\Omega_{ij} \Omega_{ij}} \quad 2.69$$

$$\Omega_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad 2.70$$

$$F_2 = \tanh(\Phi_2^2) \quad 2.71$$

$$\Phi_2 = \max \left[ 2 \frac{\sqrt{k}}{0.09\omega y}, \frac{500\mu}{\rho\omega y^2} \right] \quad 2.72$$

โดยที่พจน์ความเค้นเรย์โนลด์ ซึ่งสามารถเขียนเป็นสมการตามสมมติฐานของ Bossinesq ดังสมการที่ (3) ซึ่งค่าคงที่ในสมการได้แก่  $\beta^*, \sigma_k, \sigma_\omega$  หาได้จากสมการที่ (16) โดยที่  $\theta$  เป็นค่าคงที่ใดๆที่ใช้ในสมการ  $\theta_1$  เป็นค่าคงที่ที่มาจากแบบจำลองชนิด  $k - \omega$ ,  $\theta_2$  เป็นค่าคงที่ที่มาจากแบบจำลองชนิด  $k - \varepsilon$  ซึ่งค่า

$$(\theta) = F_1(\theta) + (1 - F_1)(\theta_2)$$

โดยที่ 
$$F_1 = \tanh(\theta_1^4) \quad 2.73$$

$$\theta_1 = \min \left[ \max \left( \frac{k}{0.09\omega\gamma}, \frac{500\mu}{\rho\gamma^2\omega} \right) \left( \frac{4\rho k}{\sigma_{\omega,2} D_\omega^+ \gamma^2} \right) \right] \quad 2.74$$

$$D_\omega^+ = \max \left[ 2\rho * \frac{1}{\sigma_{\omega,2}} * \frac{\partial k}{\partial x_j} * \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 10^{-20} \right] \quad 2.75$$

สำหรับค่าคงที่อื่นๆในสมการมีดังนี้  $\beta_1 = 0.075, \beta_2 = 0.0826, \alpha^* = 1$

## 2.6 ขั้นตอนก่อนกระบวนการประมวลผล

ขั้นตอนก่อนกระบวนการประมวลผลเป็นขั้นตอนที่ใช้ในการระบุขอบเขตทางกายภาพของแบบจำลอง (physical boundary) ซึ่งขอบเขตทางกายภาพ (physical boundary) เหล่านี้จะถูกแบ่งออกเป็นจำนวนเล็ก (grid cells or grid elements) ตามความเหมาะสมด้วยวิธีการเลือกจำนวนกริดที่เหมาะสม (grid independent)

โดยปกติแล้วนั้นขั้นตอนนี้ยังเป็นขั้นตอนสำคัญที่จะกำหนดทิศทางการไหลของของไหลด้วยการระบุรูปแบบของการไหลของของไหลผ่านทางหน้าต่าง (operator-friendly interface) ซึ่งมีวิธีการดังต่อไปนี้

- i การสร้างรูปทรงหรือแบบจำลองที่สนใจ ซึ่งเรียกว่าส่วนการคำนวณหลัก (computational domain)
- ii การสร้างจำนวนกริดที่น้อยที่สุดที่เหมาะสมสำหรับการคำนวณ ซึ่งสามารถทำได้โดยวิธีการเลือกจำนวนกริดที่เหมาะสม
- iii การเลือกปรากฏการณ์ทางกายภาพหรือทางเคมี (physical and chemical phenomena) ที่จำเป็นสำหรับการคำนวณ
- iv การเลือกค่าคุณสมบัติของสารทำงาน (working fluid)
- v การกำหนดค่าและขอบเขตหรือบริเวณที่จะทำการศึกษา

## 2.7 การเลือกจำนวนกริดที่เหมาะสม

การเลือกจำนวนกริดที่เหมาะสม นั้นเกี่ยวข้องกับความแม่นยำและความสมเหตุสมผลของข้อมูลเชิงตัวเลข (numerical result) ที่ได้จากการคำนวณของไหลด้วยเทคนิคคำนวณแบบพลศาสตร์ โดยเงื่อนไขและการคำนวณเพื่อหาจำนวนกริดที่เหมาะสม (grid independent) สามารถทำได้โดยการใช้สูตรสมการทางคณิตศาสตร์ (mathematical formula) ในการคำนวณเพื่อหาผลลัพธ์ดังกล่าว เพื่อเลือกจำนวนกริดที่เหมาะสม (grid independent) สำหรับการจำลองเชิงตัวเลข (numerical simulation) ในโปรแกรม ANSYS (FLUENT) 19

สำหรับผลลัพธ์ของการเลือกจำนวนกริดที่เหมาะสมที่ได้จากการคำนวณด้วยสูตรสมการทางคณิตศาสตร์ (mathematical formula) ซึ่งก็คือจำนวนกริดที่น้อยที่สุด (minimum grid cells) ที่ต้องการจำลองเชิงตัวเลข (numerical simulation) นั้นยังสามารถประหยัดเวลาที่ใช้ในการคำนวณของไหลด้วยเทคนิคคำนวณแบบพลศาสตร์ และผลลัพธ์ที่ได้ออกมานั้นยังมีความแม่นยำและมีความสมเหตุสมผล

ค่าความผิดพลาดของข้อมูลเชิงตัวเลข (truncation error,  $\epsilon$ ) ที่เกิดจากการเลือกจำนวนกริดที่เหมาะสมเกิดจากผลต่างระหว่างค่าผลลัพธ์เชิงตัวเลขของจำนวนกริดอิสระ (grid independent result,  $\phi_{grid\ independent}$ ) และค่าผลลัพธ์เชิงตัวเลข ณ ปัจจุบัน (current numerical result,  $\phi$ )

$$\epsilon = \phi_{grid\ independent} - \phi \quad 2.76$$

จากผลลัพธ์ที่ได้เมื่อกริดมีจำนวนมากขึ้นค่าความผิดพลาดของข้อมูลเชิงตัวเลขจะมีค่าน้อยลง

## 2.8 ขั้นตอนหลังกระบวนการประมวลผล

ขั้นตอนหลังกระบวนการประมวลผลเป็นขั้นตอนที่ถัดมาจากขั้นตอนการแก้ไขปัญหาหรือการจำลอง (solver step or simulation) เพื่อแสดงผลลัพธ์ที่ต้องการศึกษาซึ่งประกอบไปด้วยขั้นตอนดังต่อไปนี้

- i การเรียกแสดงแบบจำลองต้นแบบ (domain geometry) หรือแสดงหน้าต่าง ของกริด (grid display)
- ii พล็อตเวกเตอร์ (vector plot)
- iii พล็อตคอนทัวร์ (contour plot)
- iv พล็อตหน้าตัดแบบสองมิติและสามมิติ (2D and 3D surface plot)
- v การตรวจจับอนุภาค (particle tracking)
- vi การดูค่าการจัดการต่าง ๆ เช่น การเคลื่อนที่ (translation) การหมุน (rotation) อัตราส่วน (scaling)
- vii การปรับแต่งสีของข้อมูลที่ได้อีกหลังการคำนวณ (color postscript output)

## 2.9 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

### 2.9.1 การศึกษาระบบทำความเย็นโดยเปรียบเทียบประสิทธิภาพจากรูปร่างหัวฉีด

การศึกษาระบบทำความเย็นด้วยรูปทรงหัวฉีดปฐมภูมิ 8 แบบที่แตกต่างกัน โดย Natthawut R. 2011 โดยการกำหนดอุณหภูมิ evaporator 7.5 C อุณหภูมิของ Boiler 110-150 C และเส้นผ่าศูนย์กลางthroatอยู่ระหว่าง 1.4-2.6 mm โคนทางออกหัวฉีดให้เล็กลงเท่ากับ 4.0-5.5 จากการทดลองสรุปได้ว่ารูปร่างของหัวฉีดปฐมภูมิส่งผลต่อประสิทธิภาพของการทำความเย็น และประสิทธิภาพของระบบเป็นอย่างมาก และไม่ว่า throat จะมีเส้นผ่าศูนย์กลางแตกต่างกันแต่มีอัตราส่วนพื้นที่เท่ากัน เล็กลงหัวฉีดขาออกจะได้ค่าเท่ากัน ณ ที่อุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไอ และเครื่องระเหยเงื่อนไขเดียวกัน

### 2.9.2 การสร้างแบบจำลอง CFD ระบบทำความเย็นต่อรูปร่างหัวฉีดปฐมภูมิ

การสร้างแบบจำลอง CFD ระบบทำความเย็นต่อรูปร่างหัวฉีดปฐมภูมิ โดย Natthawut R. 2013 ดำเนินการเพื่อหาผลลัพธ์ COP โดยการกำหนดโครงสร้างคงที่และในส่วน mixing chamber ด้วย หัวฉีด 8 แบบ โดยใช้กระบวนการทางคณิตศาสตร์จำลองการไหลด้วย FLUENT6.3 และใช้ Mach number contour lines ในการอธิบายกระบวนการผสมภายในอีเจ็คเตอร์ พบว่าคลื่นกระแทก ณ ตำแหน่งที่สารทั้ง 2 ผสมกันเกิดองศาการขยายตัวของ Primary fluid ซึ่งเป็นส่วนที่สำคัญอย่างมากกับประสิทธิภาพของอีเจ็คเตอร์ และผลการทดลองจากการใช้โปรแกรม CFD สามารถใช้แทนการทดลองจริงได้ เนื่องจากมีผลที่ใกล้เคียงและเทียบเท่าได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 2.9.3 การเปรียบเทียบประสิทธิภาพระหว่างระบบทำความเย็น CPMC กับ CPM ejector

การเปรียบเทียบประสิทธิภาพระหว่างระบบทำความเย็น CPMC กับ CPM ejector โดย Eakarach B. 2022 โดยเปรียบเทียบค่า  $R_m$  กับ  $P_{cri}$  เนื่องจากหาค่าความดัน condenser มากกว่า  $P_{cri}$  แล้ว ประสิทธิภาพของระบบจะคงที่แต่ประสิทธิภาพการทำความเย็นของ ejector จะลดลง โดยกำหนดอุณหภูมิ evaporator  $7.5^{\circ}\text{C}$  ขณะที่ อุณหภูมิ boiler อยู่ระหว่าง  $130\text{-}150^{\circ}\text{C}$  โดยเพิ่มช่วงค่าที่ละ  $5^{\circ}\text{C}$  primary nozzle throat diameter  $1.7\text{ mm}$ , exit Ma no. = 4 และคำนวณการจำลองการไหล CFD ด้วยโปรแกรม FLUENT ได้ผลสรุปดังนี้

- (1) ข้อมูลส่วนของ mixing chamber มีผลกระทบโดยตรงต่อปรากฏการณ์การไหลด้านในอีเจ็คเตอร์และประสิทธิภาพของอีเจ็คเตอร์
- (2) อีเจ็คเตอร์แบบ CRMC สร้าง entrainment ratio ได้ดีกว่า CPM ในทุกๆเงื่อนไข
- (3) อีเจ็คเตอร์แบบ CRMC ปรากฏให้เห็นถึงความดันวิกฤตของ condenser ต่ำเมื่อเทียบกับอีเจ็คเตอร์แบบ CPM เพราะวาล์วที่กระแทกอัดตัวยังคงมีความดันออกจากกระบวนการของอีเจ็คเตอร์แบบ CRMC
- (4)  $C_{PE}$  มีส่วนจำเป็นสำหรับประสิทธิภาพของอีเจ็คเตอร์
- (5) ในกรณี under-expanded ของคลื่นขยายตัว ( $C_{PE} < 1$ )  $C_{PE}$  เป็นตัวบ่งชี้ว่าอีเจ็คเตอร์แบบ CRMC ดีกว่าอีเจ็คเตอร์แบบ CPM

### 2.9.4 การใช้เทคนิค CFD ลักษณะการไหลของของไหลภายใน Ejector ลักษณะการไหลภายใน Ejector

การใช้เทคนิค CFD ลักษณะการไหลของของไหลภายใน Ejector ลักษณะการไหลภายใน Ejector โดย Pianthong et al. 2007 มีผลต่อประสิทธิภาพของระบบทำความเย็นแบบ Ejector โดยในการวิจัยนี้เปรียบเทียบค่าผลการทำนายจากรูปสมมาตรตามแนวก้นกับรูปแบบสามมิติเมื่อใช้สารทำความเย็นในระบบเป็นน้ำ ที่ทำงานในช่วงอุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไอ ที่ 120 ถึง 140 องศาเซลเซียส และอุณหภูมิเครื่องระเหย 5 ถึง 15 องศาเซลเซียส พบว่าผลลัพธ์ของรูปแบบสมมาตรตามแนวแกนนั้นมีค่าใกล้เคียงกับรูปแบบสามมิติจึงใช้รูปแบบสมมาตรตามแนวแกนก็เพียงพอที่จะทำนายผลการจำลอง

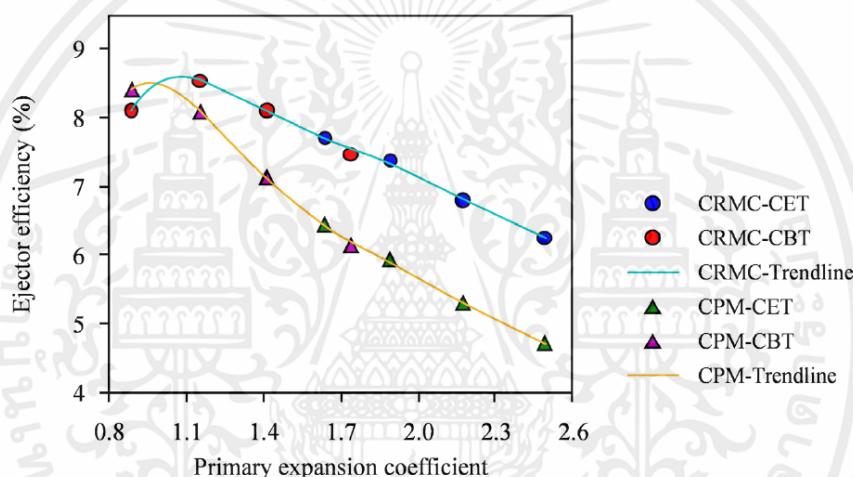
## บทที่ 3

### วิธีการดำเนินงานวิจัยขั้นต้น

เนื่องจากการดำเนินงานวิจัยนั้นมีการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ตามทฤษฎีของของไหล, อุณหพลศาสตร์และโปรแกรมการวิเคราะห์เชิงตัวเลข ANSYS (FLUENT) 20 ต้องมีการทดสอบความถูกต้องโดยการรวบรวมผลการทดลองที่ทำการทดลองจริงจากงานวิจัยต่าง ๆ เพื่อยืนยันว่าแบบจำลองที่สร้างขึ้นนั้นเชื่อถือได้และสามารถทำนายประสิทธิภาพได้

#### 3.1 การตรวจสอบผลลัพธ์จากงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

เนื่องจากในงานวิจัยของ [Eakkarach B. 2022] ได้มีการเปรียบเทียบประสิทธิภาพและค่า  $C_{PE}$  ของอีเจ็คเตอร์แบบ CPM และ CRMC ได้รูปที่ 3.1



รูปที่ 3.1 ประสิทธิภาพอีเจ็คเตอร์ของอีเจ็คเตอร์แบบ CRMC และ CPM จาก  $C_{PE}$  ที่แตกต่างกัน

จึงต้องการที่จะตรวจสอบความถูกต้องโดยการทำ case ในช่วง  $C_{PE}$  0.8-1.1 โดยทำการหาค่า  $C_{PE}$  (Primary expansion coefficient) โดยกำหนดให้อุณหภูมิเครื่องกำเนิดไอที่ 130°C และอุณหภูมิเครื่องระเหยอยู่ที่ 12 และ 15 °C โดยการนำอุณหภูมิของเครื่องระเหย ไปหาค่าความดันจากตารางเทอร์โมไดนามิกจากนั้นนำมาคำนวณค่า Total Pressure, Total Temp TKE และ  $\omega$  เพื่อนำไปใส่ในโปรแกรม FLUENT ตัวอย่างการคำนวณ Ejector efficiency หาได้จาก

$$Rm \times \left[ \left\{ 1 - \left[ \left( \frac{P_{evap}}{P_{cond}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] / \left[ \left( \frac{P_{boiler}}{P_{cond}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \right\} \times 100 \right] \quad [Eakarach B.2022]$$

$C_{PE}$  หาได้จาก  $PR_{upst} / PR_{isen}$  โดย  $PR_{upst} = P_{boiler} / P_{evap}$  และ

$$PR_{isen} = \frac{P_{boiler}}{P_{nozz}} = \left[ 1 + \left\{ \frac{\gamma-1}{2} \right\} \times Ma^2 \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad [Eakarach B.2022]$$

ที่อุณหภูมิ Boiler กับ Evaporator เท่ากับ 130, 12 °C ความดัน Condenser เท่ากับ 3550 Pa  $k = 1.327$  จะได้ค่า Ejector efficiency = 8.673 % และ  $C_{PE} = 1.02703$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 3.2 การเพิ่มความยาวดิวเซอร์

เนื่องจากการศึกษาของ [Eakkarach B. 2022] ได้ทำการทดลองเปรียบเทียบอีเจ็คเตอร์ที่ความยาวเท่ากัน ได้ผลว่า CRMC ejector มีค่าแรงดันฝั่งขาออกที่น้อยกว่า CPM ejector เล็กน้อย งานปัจจุบันจึงได้กำหนดให้มีค่าปริมาตรช่วงดิวเซอร์ที่เท่ากันเพื่อเปรียบเทียบประสิทธิภาพ โดยการคำนวณความต่างของปริมาตรช่วงดิวเซอร์ของ CPM ejector ที่มากกว่า CRMC ejector เพื่อหาความยาวดิวเซอร์ที่จะต่อตรงจากโมเดลเดิม ดังนี้

คำนวณหาปริมาตรของ CPM ejector ช่วงดิวเซอร์จาก สูตรหาปริมาตรทรงกรวยหน้าตัด

$$\frac{\pi h}{3} (R^2 + rR + r^2)$$

โดยที่  $r$  คือ รัศมีวงกลมเล็ก

$R$  คือ รัศมีวงกลมใหญ่

$H$  คือ ความสูง

จะได้ปริมาตร CPM ejector ช่วงดิวเซอร์ = 128,224.1042 mm<sup>3</sup>

คำนวณหาปริมาตรของ CRMC ejector ช่วงดิวเซอร์จาก การอินทิเกรต

$$\int A(x) dx \quad \text{เท่ากับ} \quad A = \pi r^2 = \pi y^2 = \pi (f(x))^2$$

$$\pi \int (f(x))^2 dx$$

จะได้ปริมาตร CRMC ejector = 79471.32 mm<sup>3</sup>

เท่ากับว่าสามารถเพิ่มปริมาตรให้แก่ CRMC ejector ได้อีก 48752.7842 mm<sup>3</sup> หรือเท่ากับเพิ่มความยาวต่อเพิ่มอีก 38.8 mm โดยพื้นที่หน้าตัดคงที่ต่อที่ขนาด 1256 mm<sup>2</sup>

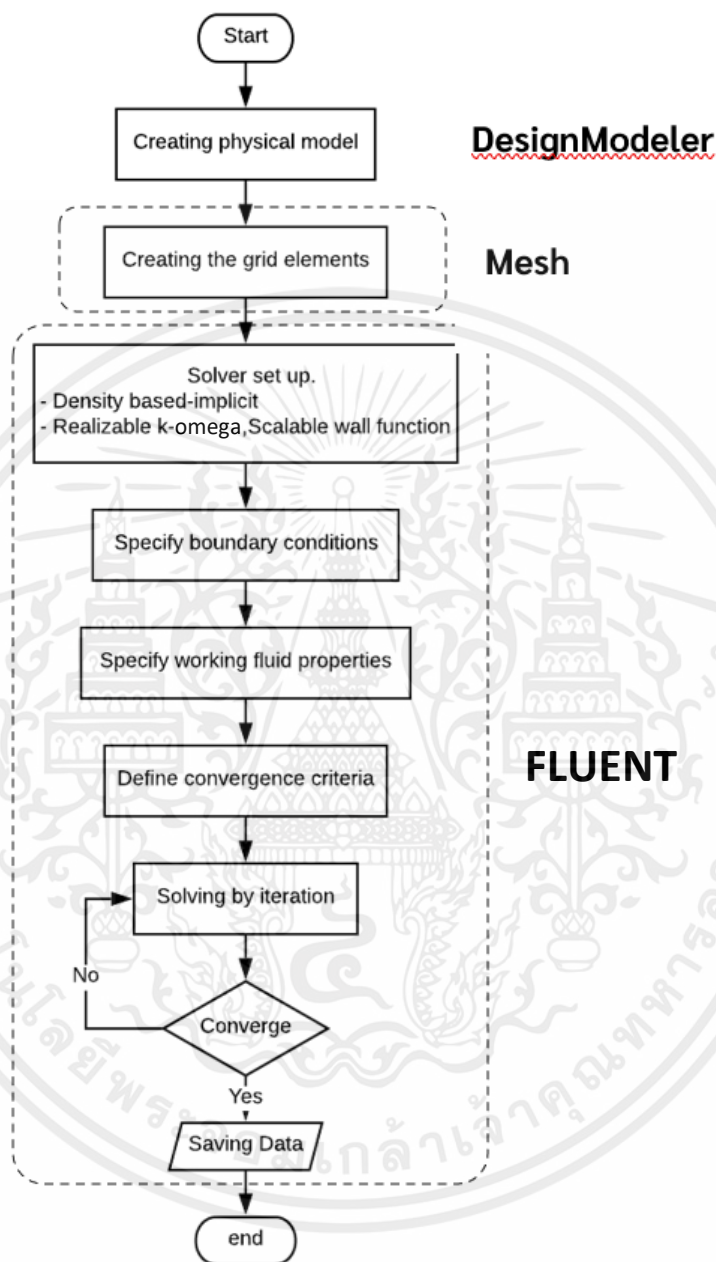
### 3.3 การสร้างแบบจำลองโดยใช้โปรแกรม ANSYS (FLUENT) 20

ในปัจจุบันการวิเคราะห์ปัญหาการไหลของของไหลด้วยเทคนิคการคำนวณของไหลแบบพลศาสตร์มีไว้เพื่อจำลองพฤติกรรมการไหลของของไหลทั้งสองส่วนโดยประกอบไปด้วยของไหลปฐมภูมิและของไหลทุติยภูมิ ที่เคลื่อนที่ภายใน Ejector ซึ่งในงานวิจัยนี้จะใช้โปรแกรม ANSYS (FLUENT) 20 ในการแก้ปัญหาการไหลของของไหลซึ่งแบ่งโปรแกรมออกเป็น 3 ส่วนในการทำงาน คือ

- i. DesignModeler ทำหน้าที่ในการสร้างในการสร้างแบบจำลอง Ejector (physical model)
- ii. Mesh ทำหน้าที่ในการสร้างกริด (grid element) ให้กับแบบจำลอง Ejector
- iii. FLUENT 20 ทำหน้าที่ในการกำหนดโมเดลทางคณิตศาสตร์ที่เหมาะสม (suitable mathematical model) เพื่อการจำลองพฤติกรรมการไหลของของไหล (flow behavior) ผ่านทางกระบวนการทำซ้ำ (iteration) เพื่อให้ได้คำตอบที่ถูกต้องและแม่นยำมากที่สุด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากส่วนการทำงานสุดท้าย FLUENT 20 สามารถทราบประสิทธิภาพของ Ejector และพฤติกรรมการไหลของของไหลภายใน Ejector ได้โดยการสังเกตจากกราฟคอนทัวร์ (graphic contour) ซึ่งขั้นตอนการทำงานของโปรแกรม ANSYS (FLUENT) 20 นั้นสามารถสรุปได้ดังรูปที่ 3.3

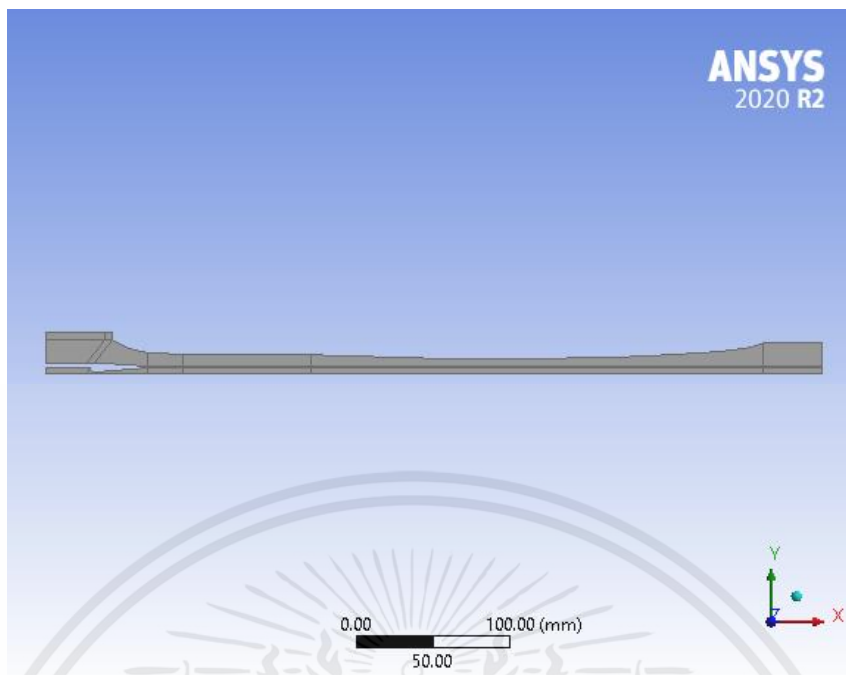


รูปที่ 3.2 The flowchart for implementing the CFD simulation

### 3.3.1 การสร้างแบบจำลอง (Creating Physical Model)

สำหรับงานวิจัยนี้แบบจำลอง Ejector จะถูกสร้างในรูปแบบที่เป็นสองมิติและมีรูปร่างสมมาตรตามแนวแกน (2-Dimension axis-symmetry) โดยใช้ขนาดอีเจ็คเตอร์จาก [Eakarach B. 2022]

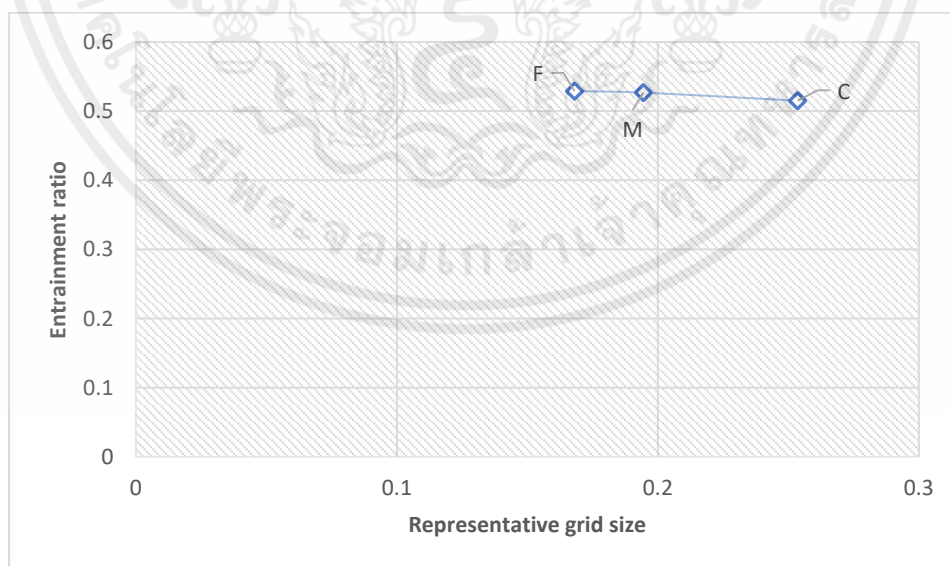
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.3 แสดงรูปร่างแบบจำลองแบบสมมาตรตามแนวแกนของ Ejector (2-Dimension axis-symmetry)

### 3.3.2 การสร้างกริด (Creating grid Elements)

กริดที่สร้างนั้นเป็นรูปทรงสี่เหลี่ยม (quadrilateral grid) เพราะว่าการกริดลักษณะนี้นั้นเหมาะสมในงานจำลองด้านการไหล เพื่อให้ได้ค่าที่ได้จากการจำลองมีความแม่นยำและความถูกต้องมากที่สุด ในการหาจำนวนกริดที่เหมาะสมใช้กระบวนการที่เรียกว่า การทำ grid independent ดังรูปที่ 3.5

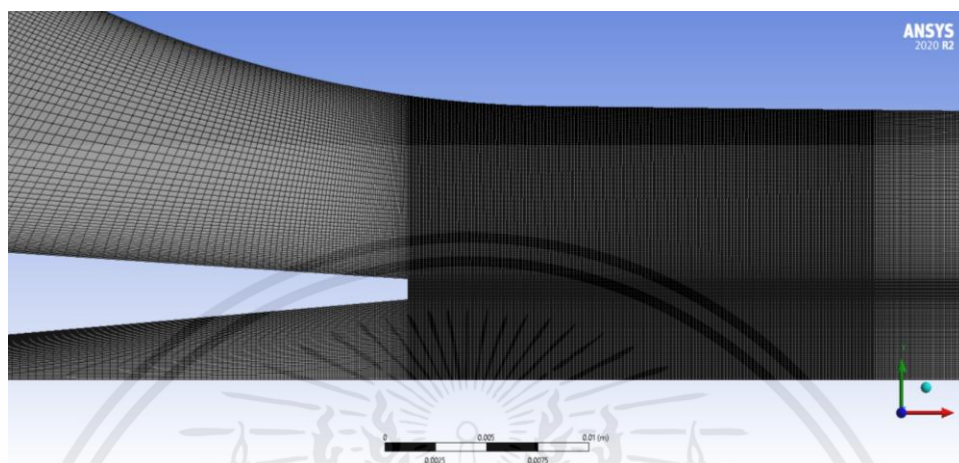


รูปที่ 3.4 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่าง Representative grid size กับ Entrainment ratio

รูป 3.4 เป็นกราฟที่แสดงถึงความสัมพันธ์ระหว่าง Entrainment ratio และคุณภาพของ Grid ซึ่งได้ผลว่า Grid ขนาดกลางและกริดละเอียดมีความต่างของค่า Entrainment ratio เพียงเล็กน้อย

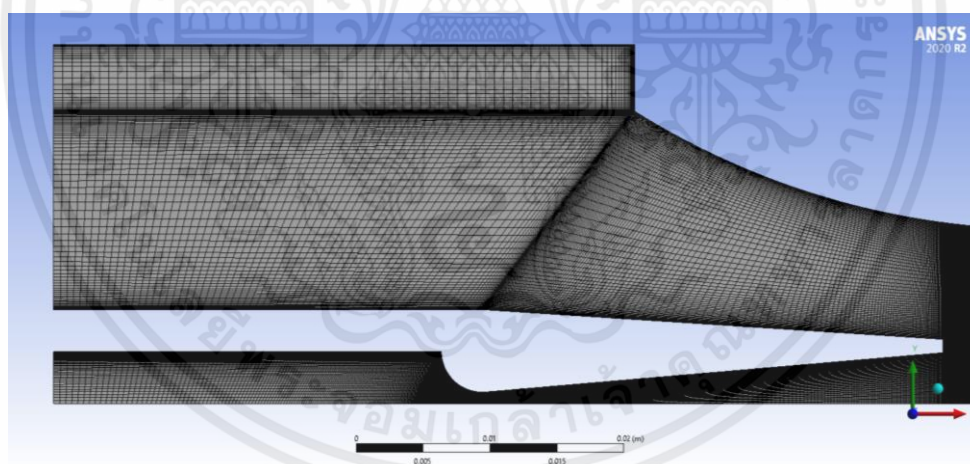
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สามารถใช้ความละเอียดขนาดกลางได้ แต่ในการคำนวณและการจำลองการเคลื่อนที่ของไหลของงานวิจัยนี้จะยังใช้ Grid แบบละเอียดเพื่อป้องกันความผิดพลาดที่เกิดจากความผิดพลาดที่ไม่สามารถควบคุมได้



รูปที่ 3.5 แสดงรูปร่างของ Grid อย่างละเอียดบริเวณที่เป็นจุดเชื่อมต่อของของไหล

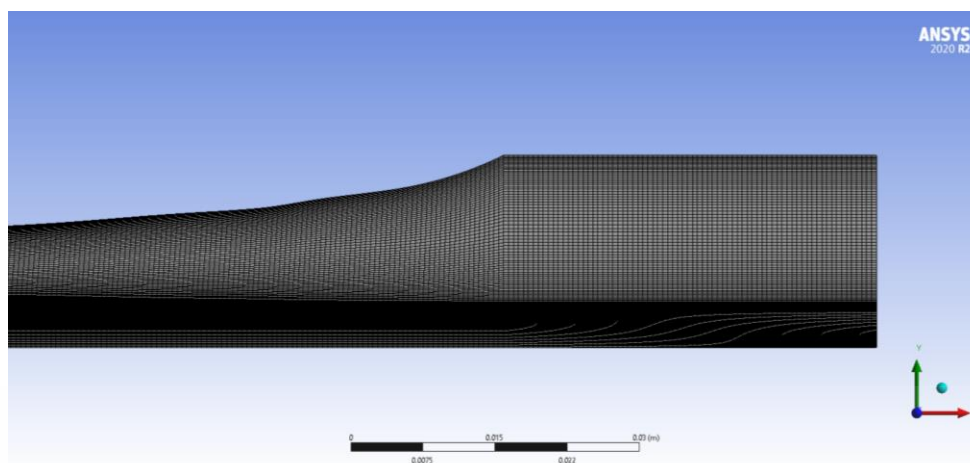
จากรูป 3.5 จะเห็นว่าบริเวณ Entrainment region เนื่องจากเป็นจุดที่ของไหลมารวมกัน ทำให้ต้องมีการสร้างกริดที่ละเอียดมากกว่าบริเวณอื่นเพราะต้องการคำนวณให้แม่นยำยิ่งขึ้น



รูปที่ 3.6 แสดงรูปร่างความละเอียดของ Grid บริเวณ Primary Inlet และ Secondary Inlet

จากรูป 3.6 แสดงให้เห็นว่าจำนวน Grid บริเวณขอบของ Ejector มีจำนวนและความหนาแน่นมากกว่าบริเวณพื้นที่การไหลของของไหล เนื่องจากมีการเปลี่ยนแปลงความเร็วมาก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.7 แสดงรูปร่างของ Grid บริเวณส่วนที่ต่อออกมาจากดิฟฟิวเซอร์

จากรูป 3.7 แสดงให้เห็นถึงความละเอียดของ Grid บริเวณส่วนที่ต่อออกมาจากดิฟฟิวเซอร์มีความละเอียดใกล้เคียงกับส่วนอื่นๆ เพราะว่าเป็นจุดสนใจในการคำนวณและมีความสำคัญกับงานวิจัยครั้งนี้

### 3.3.3 Solver Set-up

ในงานวิจัยนี้ใช้สมการ Reynolds-averaged สำหรับการอนุรักษ์มวลและโมเมนตัมด้วย shear-stress transport k-omega (SST k-omega) ในการคำนวณความเร็วของของไหลปั่นป่วนภายในอีเจ็คเตอร์ เพราะ SST k-omega เหมาะสำหรับการจำลองการไหลแบบชั้นขีดผิวและขอบเขตที่กว้าง

### 3.3.4 ขอบเขตและเงื่อนไขของการจำลอง

ในงานวิจัยนี้ได้กำหนดความดันสัมบูรณ์เป็น zero-operating โดยกำหนดช่วงอุณหภูมิของเครื่องกำเนิดไอไว้ที่ 130-150 องศาเซลเซียส และช่วงอุณหภูมิของเครื่องระเหยตั้งแต่ 4.5-15 องศาเซลเซียส ความเข้มข้นของการปั่นป่วน (turbulent intensity) ที่ upstream และ downstream มีค่าเป็นร้อยละ 5 ไม่มีการสูญเสียความร้อนที่บริเวณขอบ ไม่มีการไหล และ heat flux เป็น 0

### 3.3.5 สารทำงานในระบบ

สารทำงานในระบบเลือกเป็นน้ำ (water vapor) เพราะว่ามันสามารถระเหยได้ที่ความดันต่ำสามารถทำความเย็นได้ มีราคาถูกและเป็นมิตรต่อสิ่งแวดล้อม

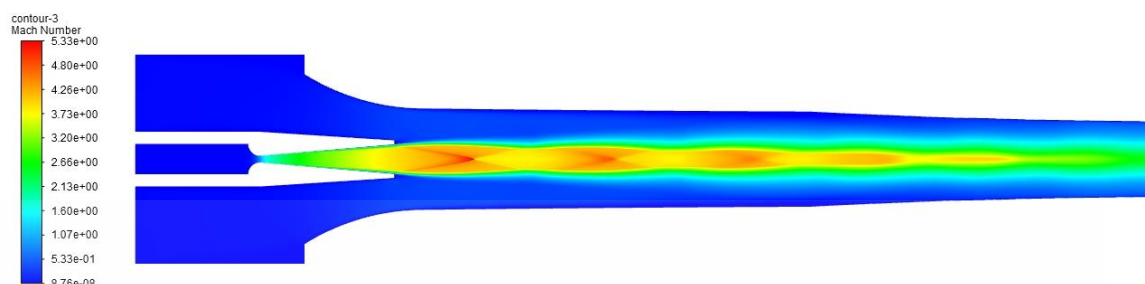
ให้ใช้วิธีอัดสำเนาแบบโรเนียวหรือวิธีถ่ายสำเนา แต่อักษรและรูปภาพจะต้องมีความชัดเจนและคงทน

### 3.3.6 การหาผลลัพธ์

เป็นขั้นตอนการหาผลลัพธ์ โดยการตั้ง Solver Set-up และ Boundary condition (เงื่อนไขขอบเขตของการจำลอง) ภายใน FLUENT 20 แล้วทำการ Run calculation ที่จำนวน Iteration

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2000 จนได้ผลลัพธ์ของ Residual มีแนวโน้มลู่เข้าค่าใดค่าหนึ่ง จึงจะสามารถวิเคราะห์ผลลัพธ์ ความเร็ว ความดัน อุณหภูมิ wall y+ หรืออัตราการไหลเชิงมวล เป็นต้น



รูปที่ 3.8 ภาพแสดงตัวอย่าง Contour ของความเร็วใน FLUENT 20

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## บทที่ 4

### การตรวจสอบความถูกต้องของการดำเนินงานขั้นต้น

#### 4.1 กล่าวนำ

ในบทที่ 4 นี้จะกล่าวถึงการตรวจสอบความถูกต้องของการดำเนินงานขั้นต้น เนื่องจากทฤษฎีในการทดลอง วิธีการต่อความยาวของดีฟิวเซอร์นั้นเป็นการคาดเดาจากหลักทฤษฎีและผลลัพธ์ของงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง[Eakarach B.2022] จึงอาจมีการปรับปรุงเพื่อการพัฒนาเพิ่มความดันฝั่งขาออกของ CRMC Ejector ต่อไป

#### 4.2 การตรวจสอบความถูกต้องของการดำเนินงานขั้นต้น

ในการตรวจสอบความถูกต้องจากการดำเนินงานขั้นต้น โดยหาผลลัพธ์ความดันวิกฤตของโมเดลที่สร้างขึ้นโดยการเพิ่มความยาวดีฟิวเซอร์จากปริมาตรที่ต่างกันของ CPM กับ CRMC Ejector เดิม โดยการ simulation ความดันฝั่งขาออกของทั้ง 3 อุณหภูมิของเครื่องระเหย ได้แก่ 4.5°C 7.5°C และ 10.5°C และควบคุมเครื่องกำเนิดไอที่ 130°C ซึ่งมีผลดังต่อไปนี้

Ejector performances influenced by evaporator temperature.

$T_{evap}$ [°C]	$P_{evap}$ [Pa]	$P_{crit}$ [Pa]		% $P_{crit,difference}$	$R_m$		% $R_{m,increment}$	$\eta_{ej}$ [%]		% $\eta_{ej,improvement}$
		CRMC	CPM		CRMC	CPM		CRMC	CPM	
4.5	842.6	3,250	3,250	0	0.521	0.429	21.469	7.468	6.148	21.469
7.5	1037	3,350	3,500	4.286	0.630	0.528	19.251	8.108	7.133	13.672
10.5	1270	3,450	3,700	6.757	0.754	0.657	14.824	8.532	8.095	5.393
13.5	1652	3,600	3,950	8.861	0.880	0.798	10.316	8.101	8.418	-3.767

รูปที่ 4.1 ความดันฝั่งขาออกของแต่ละอุณหภูมิเครื่องระเหย

ซึ่งหากเปรียบเทียบกับความดันฝั่งขาออกของ CRMC Ejector ก่อนเพิ่มความยาวดีฟิวเซอร์ พบว่าความดันฝั่งขาออกเพิ่มขึ้น หากแต่น้อยกว่า CPM Ejector ดังตารางนี้

$T_{evap}$ [°C]	$P_{cri}$ [Pa]		$R_m$	
	CRMC	CPM	CRMC	CPM
4.5	3250	3250	0.521	0.429
4.5T แบบต่อตรง	3275	-	0.5218	-
7.5T	3350	3500	0.63	0.528
7.5T แบบต่อตรง	3390	-	0.6314	-
10.5T	3450	3700	0.754	0.657
10.5T แบบต่อตรง	3510	-	0.7553	-

ตารางที่ 4.1 ตารางเปรียบเทียบ Entrainment ratio และความดันฝั่งขาออกที่ระหว่าง CRMC, CPM

และ CRMC แบบต่อความยาวดีฟิวเซอร์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 4.3 ศึกษารูปแบบและโครงสร้างของ CRMC Ejector

เราจึงต้องการศึกษาเพิ่มเติม หากให้พื้นที่แก่ความดันฝั่งขาออกโดยเพิ่มความดีฟิวเซอร์ต่อเพิ่มไปอีก ความดันฝั่งขาออกจะเพิ่มขึ้นอีกหรือไม่ จึงได้ทำการเพิ่มความยาวดีฟิวเซอร์ 2x 3x และ 6x จากความยาวต่อเติมส่วนดีฟิวเซอร์ โดยการสร้างแบบจำลองขึ้นมาใหม่เพื่อ CFD จนได้ผลลัพธ์ดังนี้



รูปที่ 4.2 CRMC Ejector แบบต่อตรง 2x



รูปที่ 4.3 CRMC Ejector แบบต่อตรง 3x



รูปที่ 4.4 CRMC Ejector แบบต่อตรง 6x

$T_{evap} [^{\circ}C]$	$P_{cri} [Pa]$		$R_m$	
	CRMC	CPM	CRMC	CPM
4.5	3250	3250	0.521	0.429
4.5T 1x	3275	-	0.5218	-
4.5T 2x	3250	-	0.5218	-
4.5T 3x	3250	-	0.5218	-
4.5T 6x	3250	-	0.5218	-

ตารางที่ 4.2 ตารางแสดง Entrainment ratio และความดันฝั่งขาออกแบบต่อตรงที่ Evaporator 4.5 °C

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดลอกเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$T_{evap} [^{\circ}C]$	$P_{cri} [Pa]$		$R_m$	
	CRMC	CPM	CRMC	CPM
7.5	3350	3500	0.63	0.528
7.5T 1x	3390	-	0.6314	-
7.5T 2x	3350	-	0.6314	-
7.5T 3x	3350	-	0.6314	-
7.5T 6x	3300	-	0.6314	-

ตารางที่ 4.3 ตารางแสดง Entrainment ratio และความดันฝุ้งขาออกแบบต่อตรงที่ Evaporator 7.5 °C

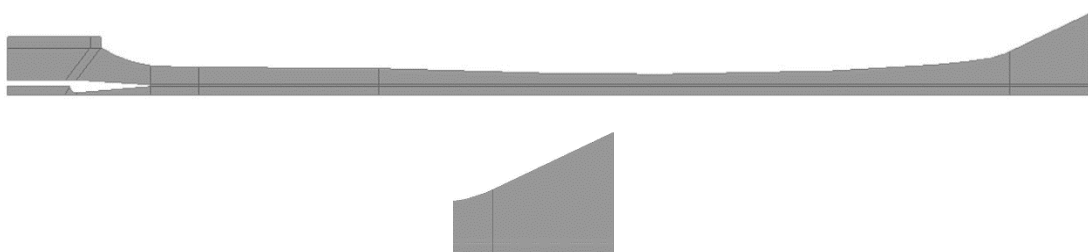
$T_{evap} [^{\circ}C]$	$P_{cri} [Pa]$		$R_m$	
	CRMC	CPM	CRMC	CPM
10.5	3450	3700	0.754	0.657
10.5T 1x	3510	-	0.7553	-
10.5T 2x	3520	-	0.7552	-
10.5T 3x	3510	-	0.7552	-
10.5T 6x	3510	-	0.7552	-

ตารางที่ 4.4 ตารางแสดง Entrainment ratio และความดันฝุ้งขาออกแบบต่อตรงที่ Evaporator 10.5 °C

จากผลลัพธ์ความดันฝุ้งขาออกของการเพิ่มความยาวดีฟิวเซอร์แบบต่อตรง จะเห็นว่าความดันฝุ้งขาออกของCRMC Ejectorที่สร้างแบบจำลองขึ้นมา ไม่สามารถสู้ CPM Ejectorได้ เราจึงได้ทำการสร้างแบบจำลองใหม่โดยการเพิ่มความยาวดีฟิวเซอร์แบบโค้งตามแนวดีฟิวเซอร์ของCRMC Ejectorเดิม โดยเพิ่มความยาวดีฟิวเซอร์ตามความต่างของปริมาตร CPM และ CRMC Ejector และได้ศึกษาเพิ่มเติมในการเพิ่มความยาวดีฟิวเซอร์ 2x 3x และ 6x ดังนี้

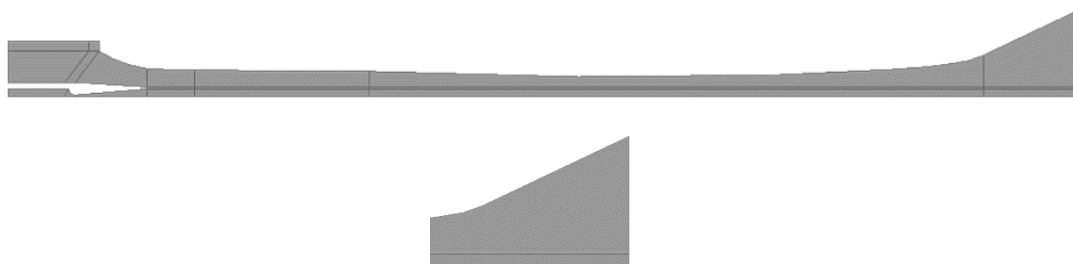


รูปที่ 4.5 CRMC Ejector แบบต่อบาน



รูปที่ 4.6 CRMC Ejector แบบต่อบาน 2x

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.7 CRMC Ejector แบบต่อบาน 3x



รูปที่ 4.8 CRMC Ejector แบบต่อบาน 6x

$T_{evap} [^{\circ}C]$	$P_{cri} [Pa]$		$R_m$	
	CRMC	CPM	CRMC	CPM
4.5	3250	3250	0.521	0.429
4.5T ban 1x	3200	-	0.5218	-
4.5T ban 2x	3250	-	0.5218	-
4.5T ban 3x	3250	-	0.5218	-
4.5T ban 6x	3200	-	0.5218	-

ตารางที่ 4.5 ตารางแสดง Entrainment ratio และความดันฝั่งขาออกแบบต่อบานที่ Evaporator 4.5 °C

$T_{evap} [^{\circ}C]$	$P_{cri} [Pa]$		$R_m$	
	CRMC	CPM	CRMC	CPM
7.5	3350	3500	0.63	0.528
7.5T ban 1x	3360	-	0.6314	-
7.5T ban 2x	3350	-	0.6314	-
7.5T ban 3x	3350	-	0.6314	-
7.5T ban 6x	3380	-	0.6313	-

ตารางที่ 4.6 ตารางแสดง Entrainment ratio และความดันฝั่งขาออกแบบต่อบานที่ Evaporator 7.5 °C

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$T_{evap}[^{\circ}C]$	$P_{cri}[Pa]$		$R_m$	
	CRMC	CPM	CRMC	CPM
10.5	3450	3700	0.754	0.657
10.5T ban 1x	3480	-	0.7553	-
10.5T ban 2x	3480	-	0.7553	-
10.5T ban 3x	3480	-	0.7553	-
10.5T ban 6x	3480	-	0.7552	-

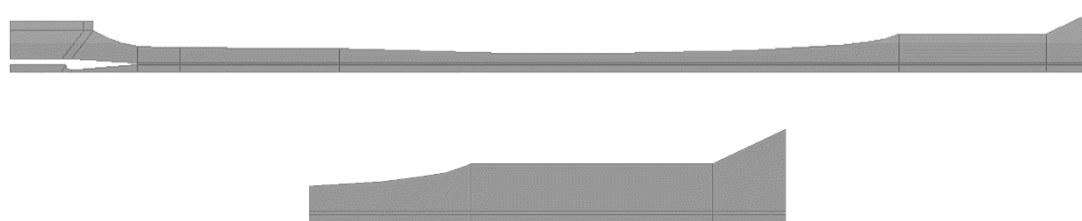
ตารางที่ 4.7 ตารางแสดง Entrainment ratio และความดันฝั่งขาออกแบบต่อบานที่ Evaporator 10.5 °C

#### 4.4 ปรับปรุงรูปแบบโครงสร้าง CRMC Ejector

แม้จะเพิ่มความยาวดีฟิวเซอร์ตามความโค้งเดิมของ CRMC Ejector แล้ว แต่ความดันฝั่งขาออกของ CRMC Ejector ก็ยังไม่สามารถสูงกว่าความดันฝั่งขาออกของ CPM Ejector ได้ ผู้จัดทำจึงหาข้อมูลเพิ่มเติมและศึกษาเรื่อง Turbulence Kinetics Energy ของ CRMC Ejector ที่สร้างมาเปรียบเทียบกับ CPM Ejector ซึ่งพบว่าเนื่องจากเกิด Pressure drop ในส่วนของ CRMC Ejector ซึ่งส่งผลให้ความดันฝั่งขาออกไม่เท่ากับความดันที่เกิดภายใน คณะผู้จัดทำจึงเปลี่ยนรูปแบบการศึกษา มาลดส่วน free drop เพื่อเพิ่มความดันฝั่งขาออกของ CRMC Ejector โดยเปลี่ยนเป็นการศึกษาและออกแบบรูปทรง โครงสร้างของอีเจ็คเตอร์ที่สามารถลด free drop ส่วนนั้นของ CRMC Ejector ได้ ซึ่งได้ทำการคิดและสร้างแบบจำลองทั้งหมด 11 รูปแบบดังนี้

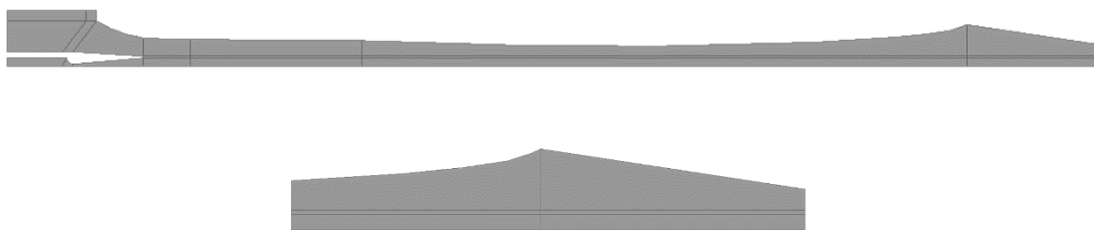


รูปที่ 4.9 CRMC Ejector แบบต่อตรงแล้วบาน



รูปที่ 4.10 CRMC Ejector แบบต่อตรง2xแล้วบาน1x

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.11 CRMC Ejector Convergence



รูปที่ 4.12 CRMC Ejector Invert bell

$T_{evap}[^{\circ}C]$	$P_{cri}[Pa]$		$R_m$	
	CRMC	CPM	CRMC	CPM
7.5T Convergence	2500	3500	0.6314	0.528
10.5T ตรง 1x บาน 1x	3530	3700	0.7552	0.657
10.5T ตรง 2x บาน 1x	3520	3700	0.7552	0.657
10.5T invert bell	3520	3700	0.7553	0.657

ตารางที่ 4.8 ตารางเปรียบเทียบค่า Entrainment ratio และความดันฝุ้งขาออกของโมเดล CRMC ต่อตรงแล้ว บาน, CRMC ต่อตรง2xแล้วบาน1x, CRMC Convergence, CRMC Invert bell กับ CPM และ CRMC

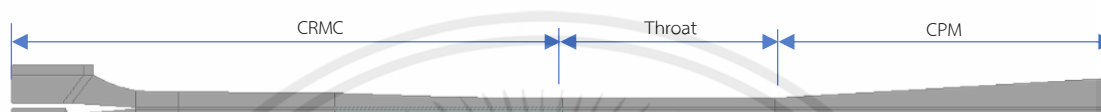


รูปที่ 4.13 Ejectorแบบผสมโดยครึ่งหน้าเป็นCRMCครึ่งหลังเป็นCPM

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$T_{evap}[^{\circ}C]$	$P_{cri}[Pa]$		$R_m$	
	CRMC	CPM	CRMC	CPM
4.5T	2800	3250	0.5218	0.429
7.5T	2800	3500	0.6314	0.528
10.5T	3350	3700	0.7495	0.657

ตารางที่ 4.9 ตารางเปรียบเทียบค่า Entrainment ratio และความดันฝั่งขาออกของโมเดลเครื่องหน้า CRMCเครื่องหลังเป็นCPM กับ CPM และ CRMC



รูปที่ 4.14 Ejectorแบบเครื่องหน้าCRMCต่อThroatต่อเครื่องหลังเป็นCPM

$T_{evap}[^{\circ}C]$	$P_{cri}[Pa]$		$R_m$	
	CRMC	CPM	CRMC	CPM
4.5	3300	3250	0.5218	0.429
7.5	3350	3500	0.6314	0.528
10.5	3000	3700	0.7453	0.657

ตารางที่ 4.10 ตารางเปรียบเทียบค่า Entrainment ratio และความดันฝั่งขาออกของโมเดลเครื่องหน้า CRMCต่อThroatต่อเครื่องหลังเป็นCPM กับ CPM และ CRMC



รูปที่ 4.15 Ejectorแบบเครื่องหน้าCPMเครื่องหลังเป็นCRMC

$T_{evap}[^{\circ}C]$	$P_{cri}[Pa]$		$R_m$	
	CRMC	CPM	CRMC	CPM
4.5	3275	3250	0.4812	0.429
7.5	3410	3500	0.6053	0.528
10.5	3540	3700	0.7284	0.657

ตารางที่ 4.11 ตารางเปรียบเทียบค่า Entrainment ratio และความดันฝั่งขาออกของโมเดลเครื่องหน้า CPM เครื่องหลังเป็นCRMC กับ CPM และ CRMC

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Model	$P_{cri}$ [Pa]	$R_m$
Normal	3250	0.521
1X	3275	0.5218
2X	3250	0.5218
3X	3250	0.5218
6X	3250	0.5218
Ban 1X	3200	0.5218
Ban 2X	3250	0.5218
Ban 3X	3250	0.5218
Ban 6X	3200	0.5218
CRMC+CPM Diff	2800	0.5218
CRMC+Throat+CPM Diff	3300	0.5218
CPM+CRMC Diff	3300	0.4811

ตารางที่ 4.12 ตารางเปรียบเทียบ Entrainment ratio และความดันทางฝั่งขาออกที่อุณหภูมิ 4.5 °C

Model	$P_{cri}$ [Pa]	$R_m$
Normal	3350	0.63
1X	3390	0.6314
2X	3300	0.6314
3X	3350	0.6314
6X	3300	0.6314
Ban 1X	3360	0.6314
Ban 2X	3300	0.6314
Ban 3X	3350	0.6314
Ban 6X	3380	0.6313
Convergence	2500	0.6314
CRMC+CPM Diff	2800	0.6315
CRMC+Throat+CPM Diff	3350	0.6314
CPM+CRMC Diff	3410	0.6053

ตารางที่ 4.13 ตารางเปรียบเทียบ Entrainment ratio และความดันทางฝั่งขาออกที่อุณหภูมิ 7.5 °C

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Model	$P_{cri}$ [Pa]	$R_m$
Normal	3450	0.754
1X	3510	0.7553
2X	3520	0.7552
3X	3510	0.7552
6X	3510	0.7552
Ban 1X	3480	0.7553
Ban 2X	3480	0.7553
Ban 3X	3480	0.7553
Ban 6X	3480	0.7552
Ban 1X Trong 1X	3480	0.7552
Trong 1X Ban 1X	3530	0.7552
Trong 2X Ban 1X	3520	0.7552
CRMC+CPM Diff	3350	0.7495
CRMC+Throat+CPM Diff	3000	0.7453
CPM+CRMC Diff	3550	0.7283
Invert Bell	3520	0.7553

ตารางที่ 4.14 ตารางเปรียบเทียบ Entrainment ratio และความดันทางฝั่งขาออกที่อุณหภูมิ 10.5 °C

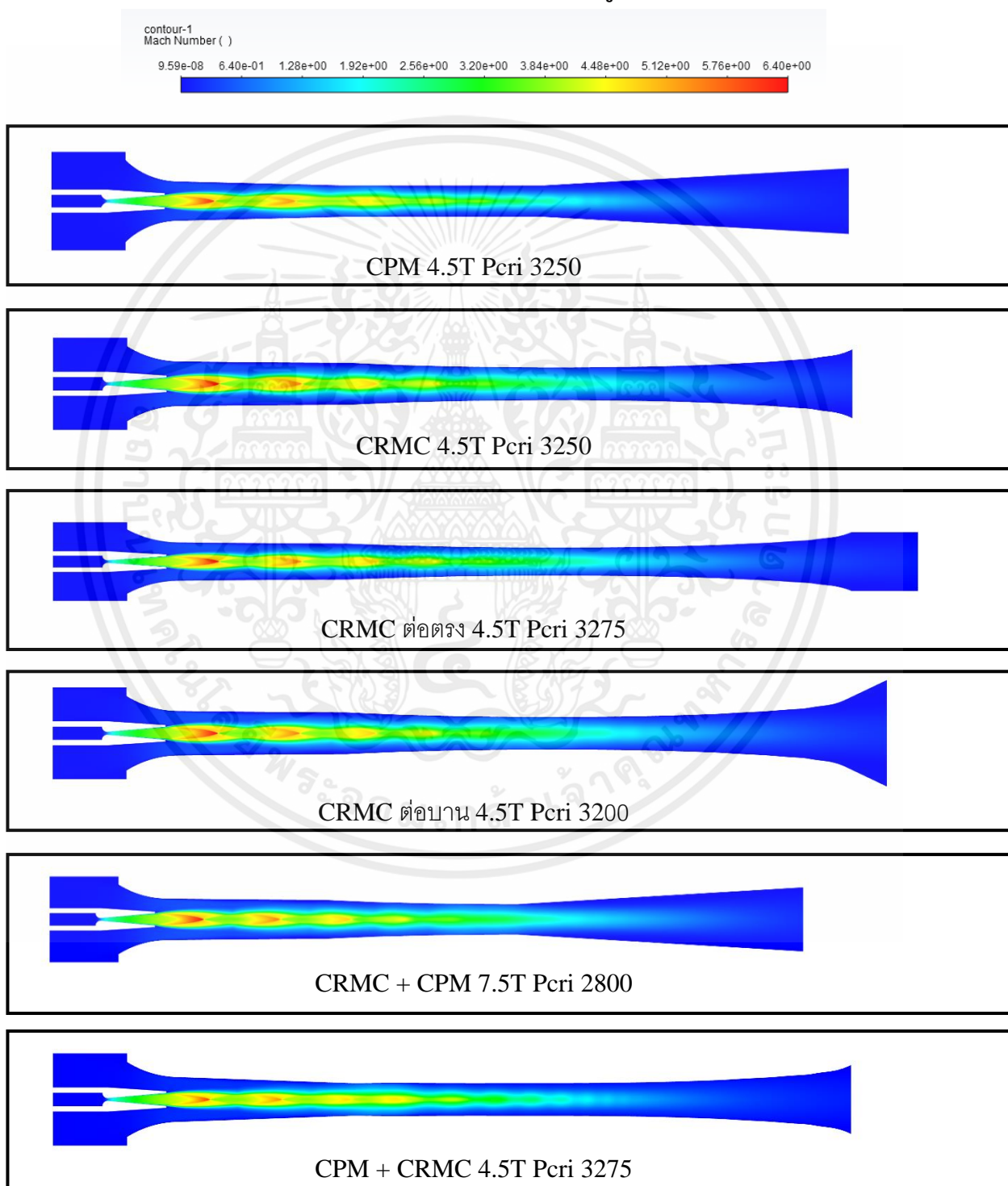
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## บทที่ 5

### ผลลัพธ์และอภิปรายผลสรุป

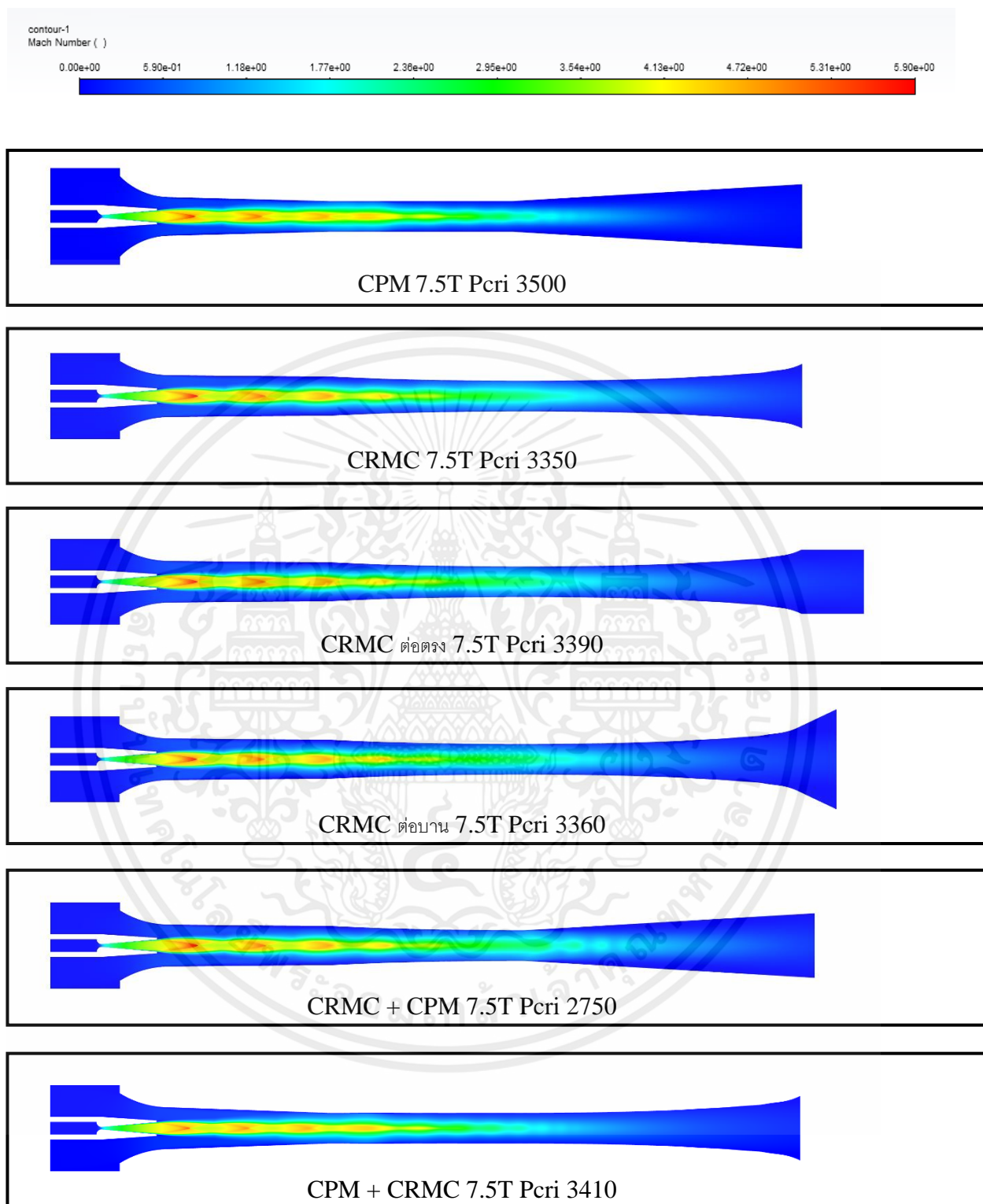
#### 5.1 ผลลัพธ์จากแบบจำลอง CRMC Ejector

##### 5.1.1 เปรียบเทียบ jet expansion ของ Ejector ใน 6 รูปแบบ



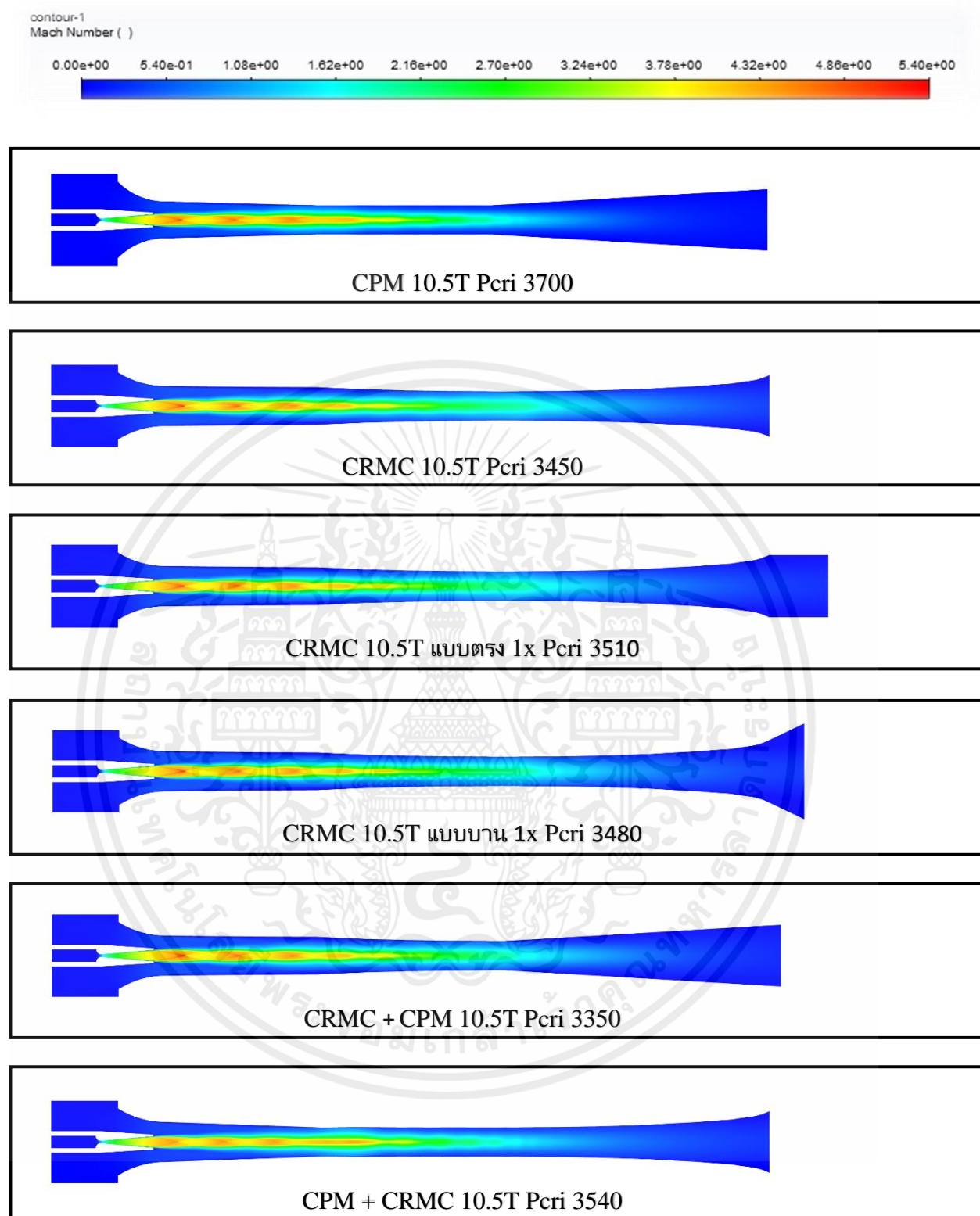
รูปที่ 5.1 Contour Mach number ของอุณหภูมิก่อเครื่องระเหย 4.5 °C

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.2 Contour Mach number ของอุณหภูมิก่อเครื่องระเหย 7.5 °C

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



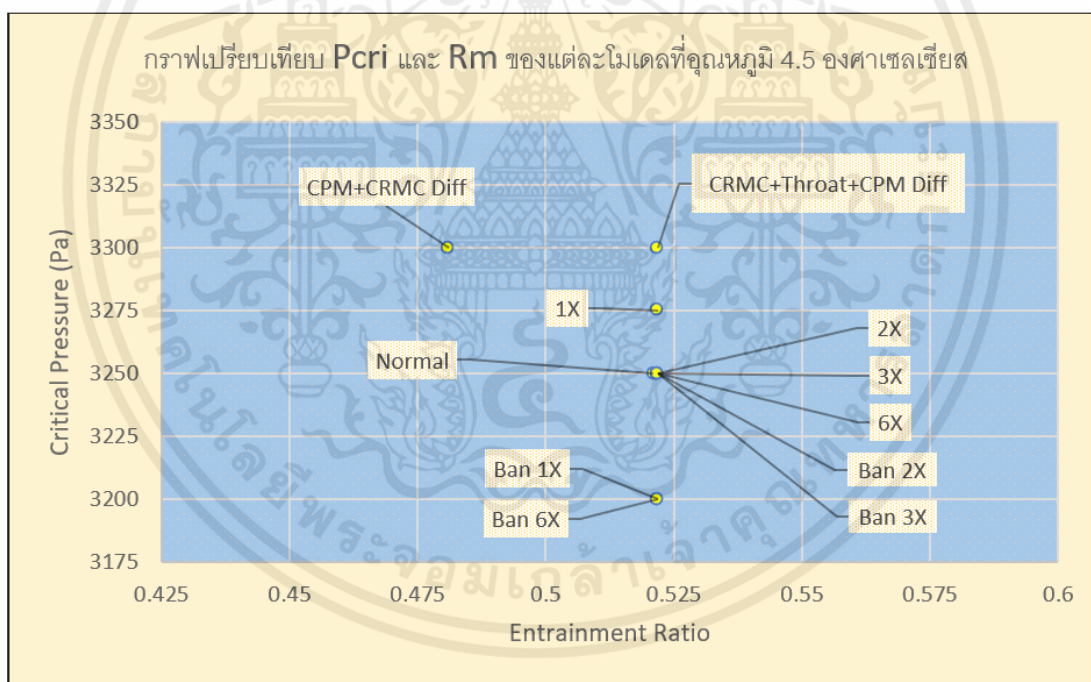
รูปที่ 5.3 Contour Mach number ของอุณหภูมิก่อเครื่องระเหย 10.5 °C

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 5.1.2 เปรียบเทียบคอนทัวร์เลขมัค

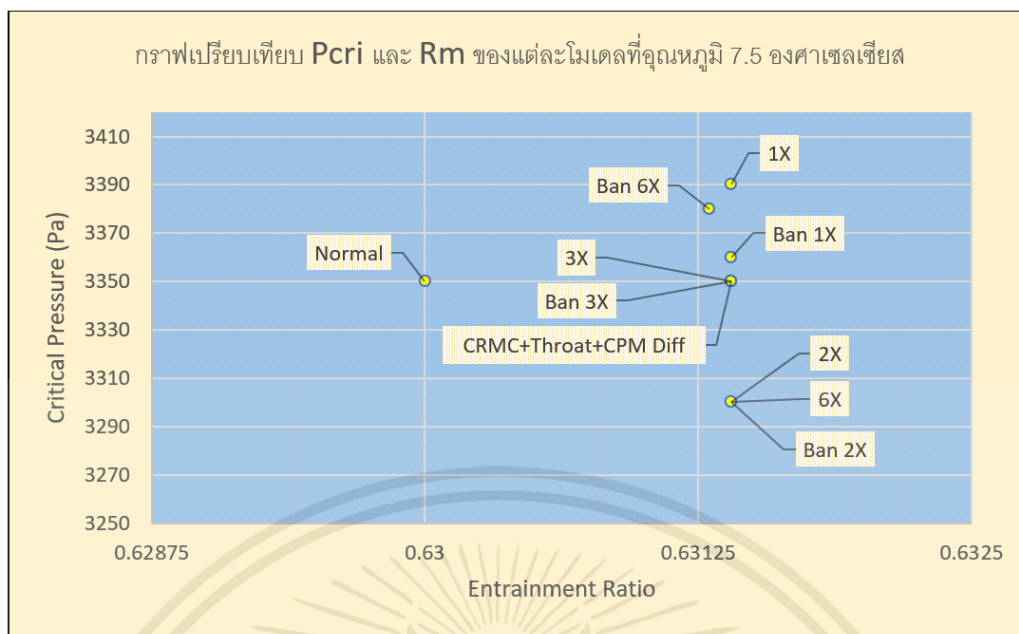
จากผลของ contour Mach number ของโมเดลนั้นสามารถบอกได้ว่าเป็น jet expansion แบบ under expansion ซึ่งส่งผลให้มีการสูญเสียโมเมนตัมและการไหลที่ขอบผนังน้อยกว่าแบบ over expansion และทำให้มีการเพิ่มของค่า Entrainment ratio มากขึ้นอีกด้วย อ้างอิงจาก [Thongtip และ Aphornratana 2021] ซึ่งแนะนำว่าควรทำให้เกิดที่ภาวะ under-expanded เพื่อให้ได้กระบวนการที่ดีของ shear mixing และ มวลของ entrainment ratio เนื่องจากในภาวะนั้นจะส่งผลให้เลขมัคหลังพุ่งออกจากทางออกหัวฉีดจะมากกว่าการพุ่งขยายตัวในภาวะอื่นๆแม้จะกำหนดให้เลขมัคที่ทางออกหัวฉีดคงที่ นอกจากนี้เรายังสามารถหาค่าเพื่อยืนยันตัวประสิทธิภาพของโมเดลได้โดยการหาค่าประสิทธิภาพของอีเจ็คเตอร์ ซึ่งค่าประสิทธิภาพนี้แปรผันตามค่าความดันฝั่งขาออกและค่า Entrainment ratio ของตัวอีเจ็คเตอร์ ซึ่งเมื่อค่าความดันฝั่งขาออกและค่า entrainment ratio สูง จะส่งผลให้ค่าประสิทธิภาพสูงขึ้นตามไปด้วย

จากผลการทดลองทั้งหมดสามารถนำมาทำเป็นกราฟเปรียบเทียบค่า Entrainment ratio และความดันฝั่งขาออก เพื่อเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะได้ดังนี้

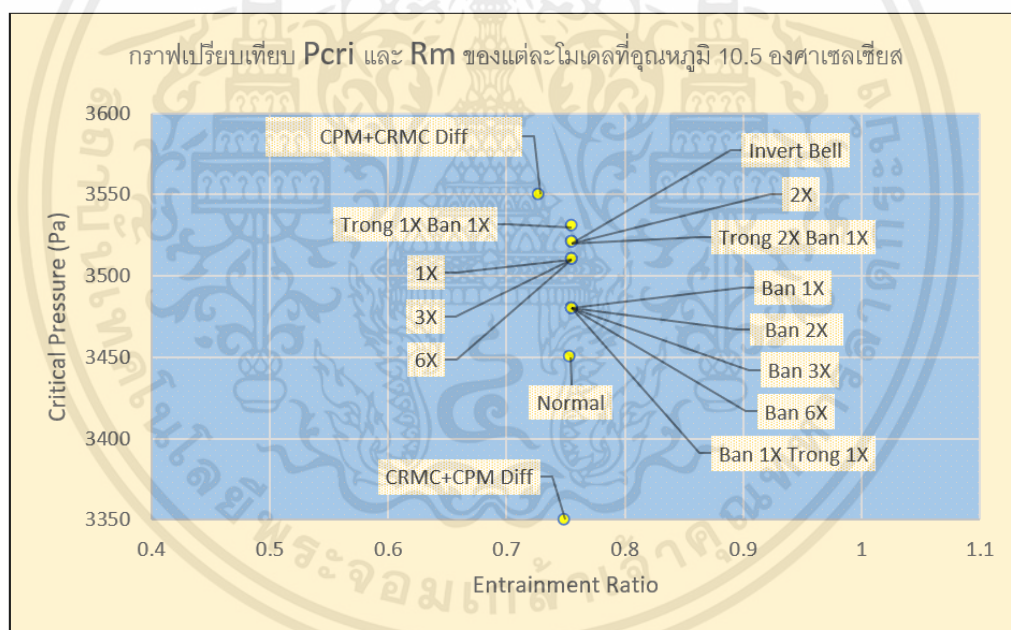


รูปที่ 5.4 กราฟเปรียบเทียบ Entrainment ratio และความดันฝั่งขาออกของแต่ละโมเดลที่อุณหภูมิ 4.5 °C

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.5 กราฟเปรียบเทียบ Entrainment ratio และความดันฝั่งขาออกของแต่ละโมเดลที่อุณหภูมิ 7.5 °C



รูปที่ 5.6 กราฟเปรียบเทียบ Entrainment ratio และความดันฝั่งขาออกของแต่ละโมเดลที่อุณหภูมิ 10.5 °C

### 5.1.3 เปรียบเทียบประสิทธิภาพการทำงานของอีเจ็คเตอร์

ประสิทธิภาพของอีเจ็คเตอร์นั้นได้รับอิทธิพลจากค่า Entrainment ratio และ Critical pressure ที่คอนเดนเซอร์ซึ่งเมื่อค่าประสิทธิภาพสูงจะแสดงว่าอีเจ็คเตอร์นั้นมีความสามารถในการเหนี่ยวนำ secondary fluid ได้มากและยังสามารถใช้งานได้ที่ความดันคอนเดนเซอร์ที่มากอีกด้วย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สูตรการหาประสิทธิภาพของอีเจ็คเตอร์ดังนี้

$$ejector\ efficiency = R_m \times \left[ \left\{ 1 - \left( \frac{P_{evap}}{P_{cond}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right\} / \left\{ \left( \frac{P_{boiler}}{P_{cond}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right\} \right] \times 100$$

[Eakarach 2022] และ [Dvorak and Vit, 2005]

ซึ่งจากผลการทดลองได้โมเดลที่มีค่า Entrainment ratio และความดันฝั่งขาออกที่มีค่าสามารถนำมาใช้ได้ นำมา 2 โมเดลคือ ต่อตรง 1x และ CPM+CRMC ซึ่งได้ผลลัพธ์ ดังนี้

Name	Model (4.5°C)	Pcri (Pa)	Rm	%Efficiency	%Difference	หมายเหตุ
A	Efficiency CPM + CRMC	3275	0.4812	6.956		
B	Efficiency CRMC	3250	0.5210	7.468	-6.853	A เทียบ B
C	Efficiency CPM	3250	0.4290	6.148	13.146	A เทียบ C
D	Efficiency CRMC ต่อตรง 1x	3275	0.5218	7.544	1.011	D เทียบ B
					22.699	D เทียบ C

ตารางที่ 5.1 ตารางเปรียบเทียบค่า Entrainment ratio, ความดันฝั่งขาออก, ประสิทธิภาพของโมเดลตรง 1x, CPMต่อCRMC, CPM และ CRMC ของ 4.5 °C Evaporator

Name	Model (7.5°C)	Pcri (Pa)	Rm	%Efficiency	%Difference	หมายเหตุ
A	Efficiency CPM + CRMC	3410	0.6053	7.943		
B	Efficiency CRMC	3350	0.6300	8.108	-2.040	A เทียบ B
C	Efficiency CPM	3500	0.5280	7.133	11.350	A เทียบ C
D	Efficiency CRMC ต่อตรง 1x	3390	0.6314	8.232	1.530	D เทียบ B
					15.408	D เทียบ C

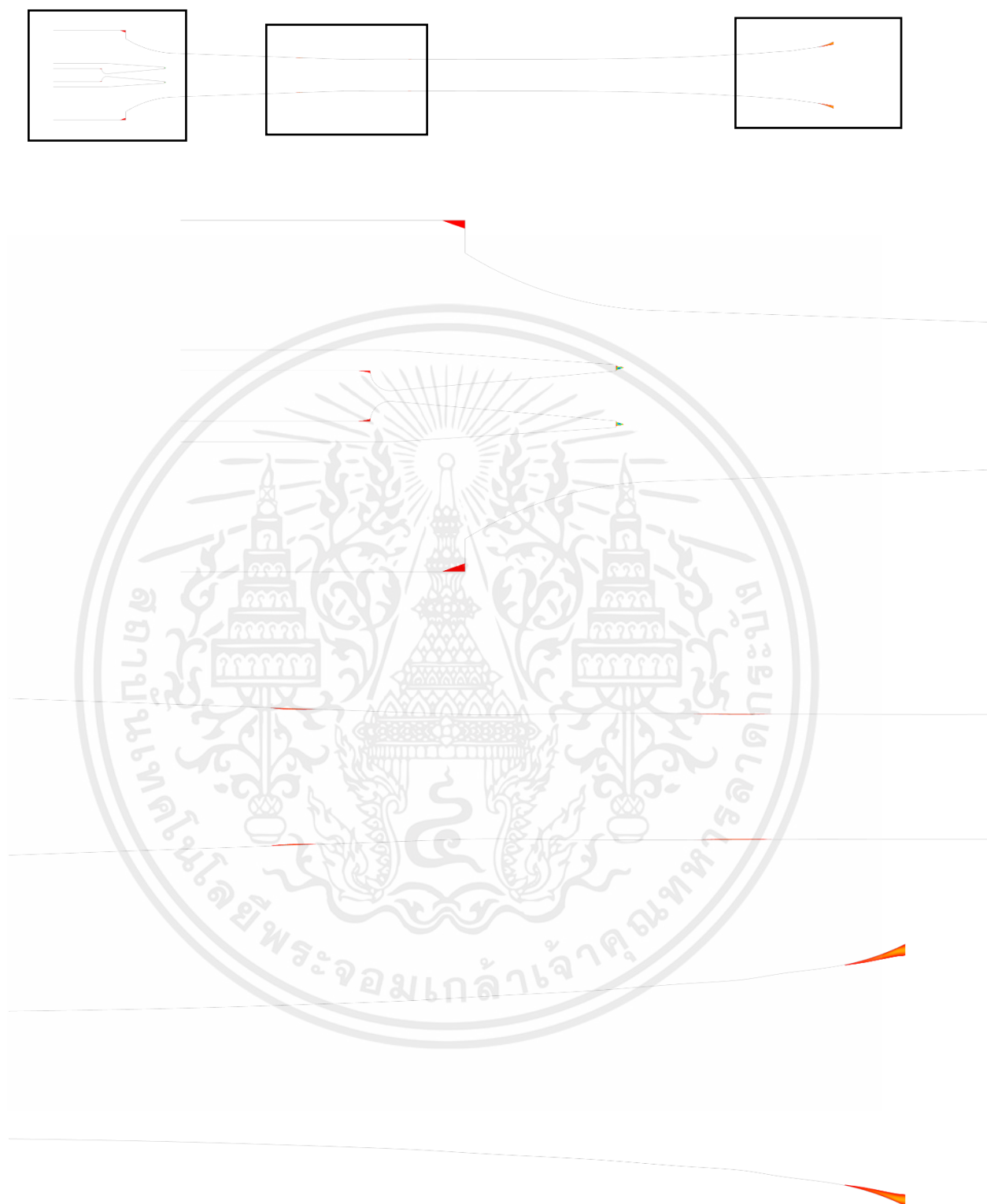
ตารางที่ 5.2 ตารางเปรียบเทียบค่า Entrainment ratio, ความดันฝั่งขาออก, ประสิทธิภาพของโมเดลตรง 1x, CPMต่อCRMC, CPM และ CRMC ของ 7.5 °C Evaporator

Name	Model (10.5°C)	Pcri (Pa)	Rm	%Efficiency	%Difference	หมายเหตุ
A	Efficiency CPM + CRMC	3540	0.7284	8.511		
B	Efficiency CRMC	3450	0.7540	8.532	-0.244	A เทียบ B
C	Efficiency CPM	3700	0.6570	8.095	5.142	A เทียบ C
D	Efficiency CRMC ต่อตรง 1x	3510	0.7553	8.733	2.361	D เทียบ B
					7.887	D เทียบ C

ตารางที่ 5.3 ตารางเปรียบเทียบค่า Entrainment ratio, ความดันฝั่งขาออก, ประสิทธิภาพของโมเดลตรง 1x, CPMต่อCRMC, CPM และ CRMC ของ 10.5 °C Evaporator

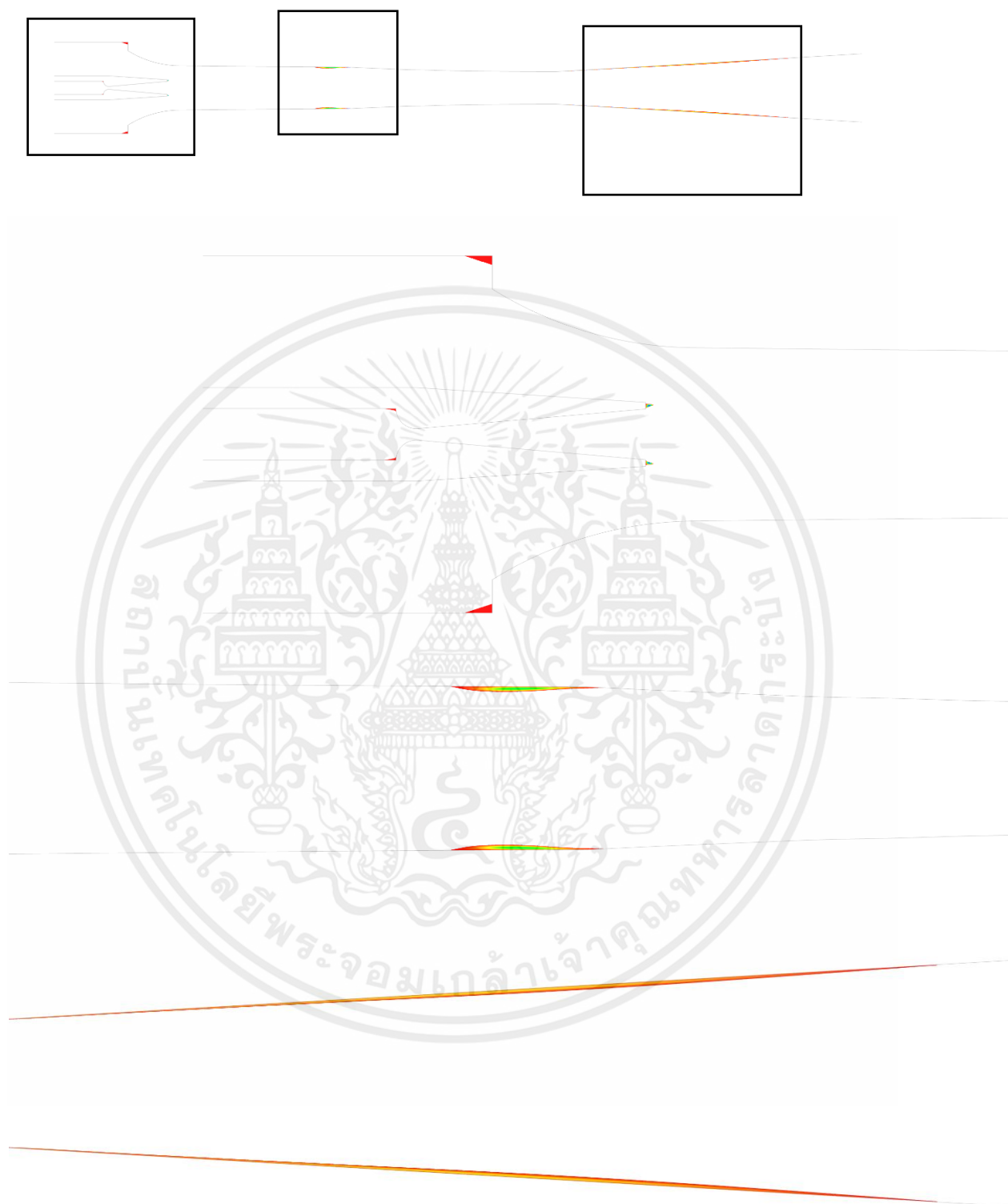
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาพแสดงคอนทัวร์ของความเร็วตามแนวแกนเพื่อดู Separate flow



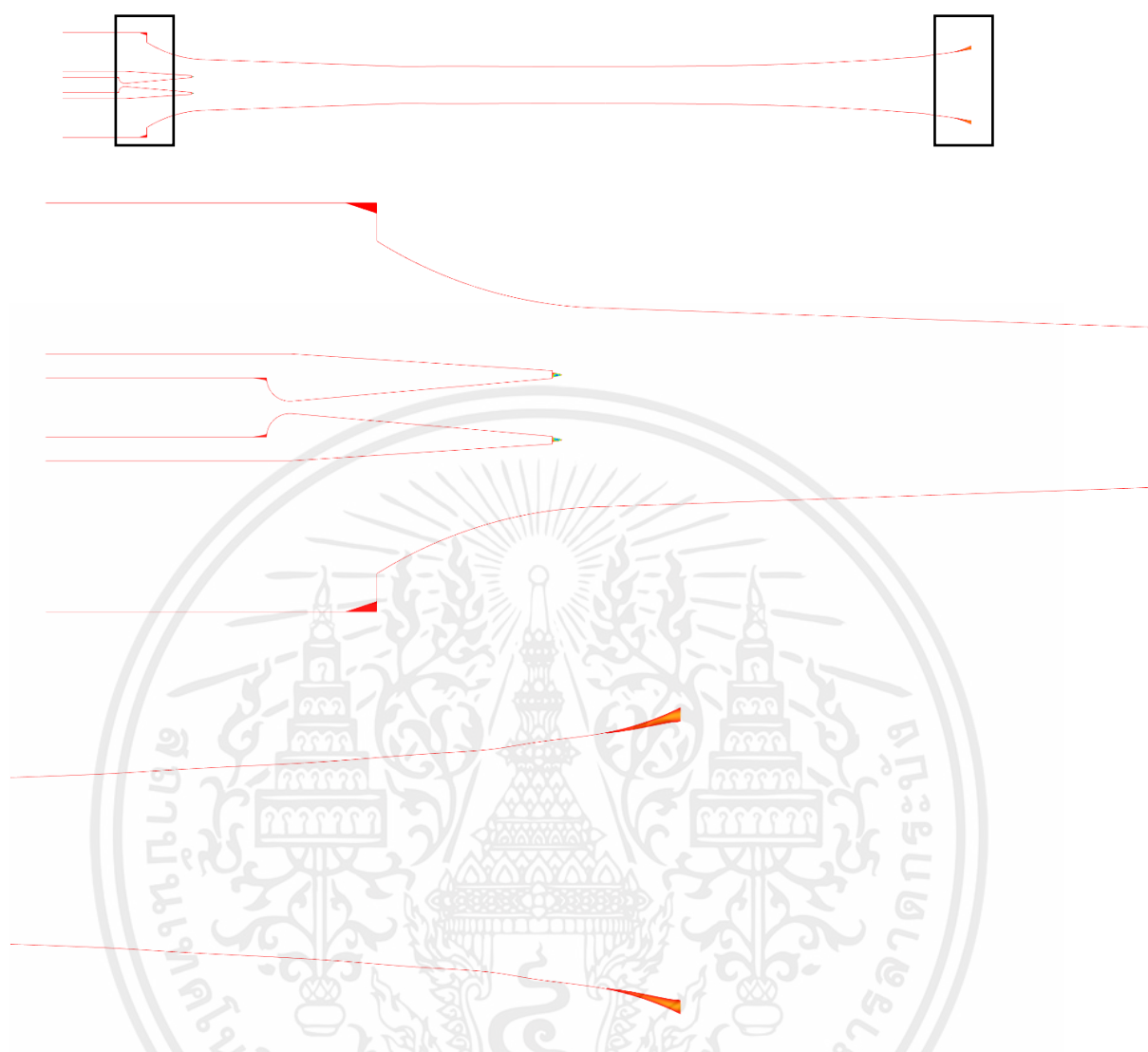
รูปที่ 5.7 แสดงคอนทัวร์ของความเร็วตามแนวแกนเพื่อดู Separate flow ของโมเดล CPM + CRMC ที่  
Pcri 3275 Pa ที่อุณหภูมิ 4.5 °C

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



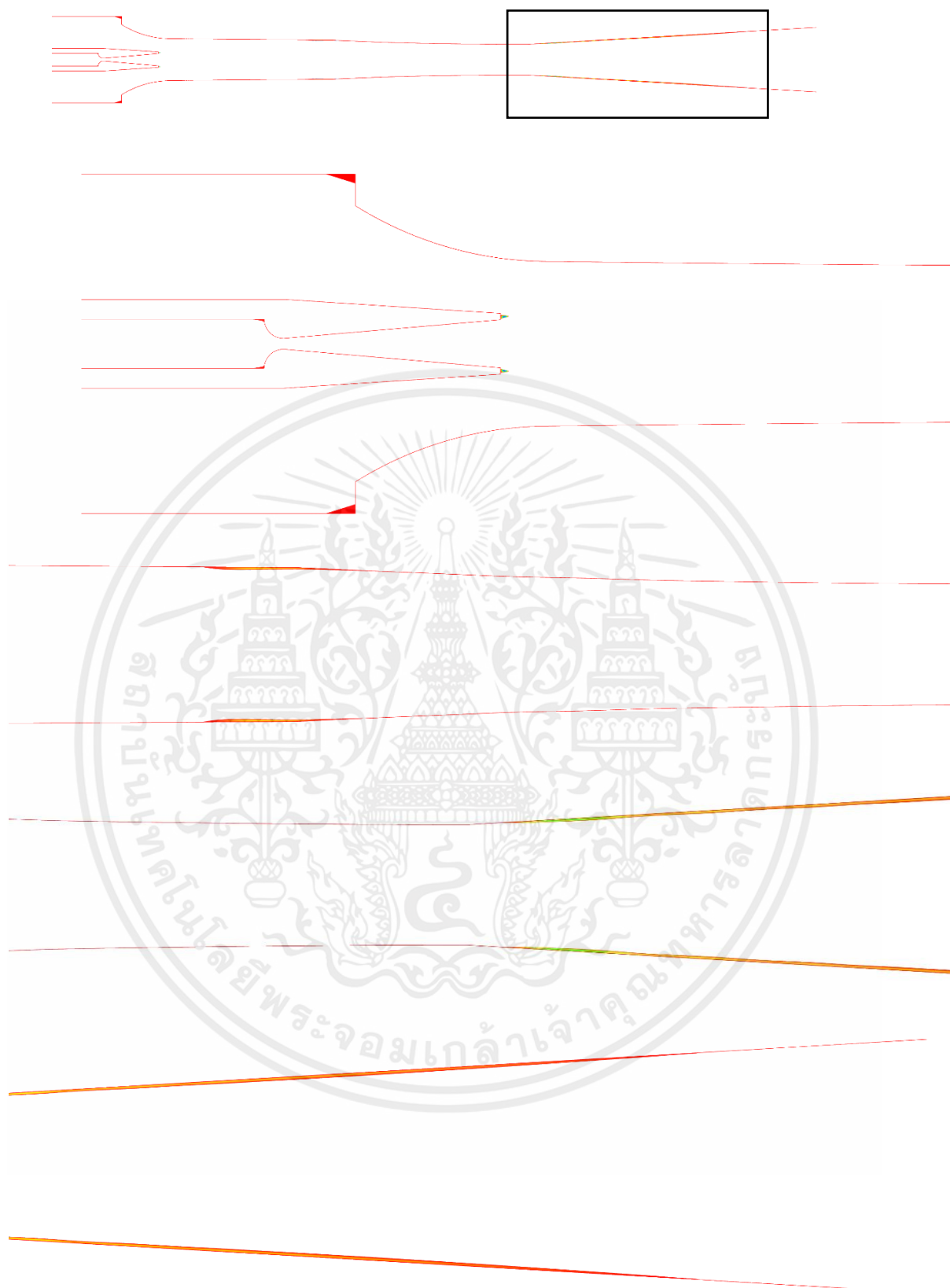
รูปที่ 5.8 แสดงคอนทัวร์ของความเร็วตามแนวแกนเพื่อดู Separate flow ของโมเดล CRMC + CPM ที่  $P_{cri} 2800 \text{ Pa}$  ที่อุณหภูมิ  $4.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



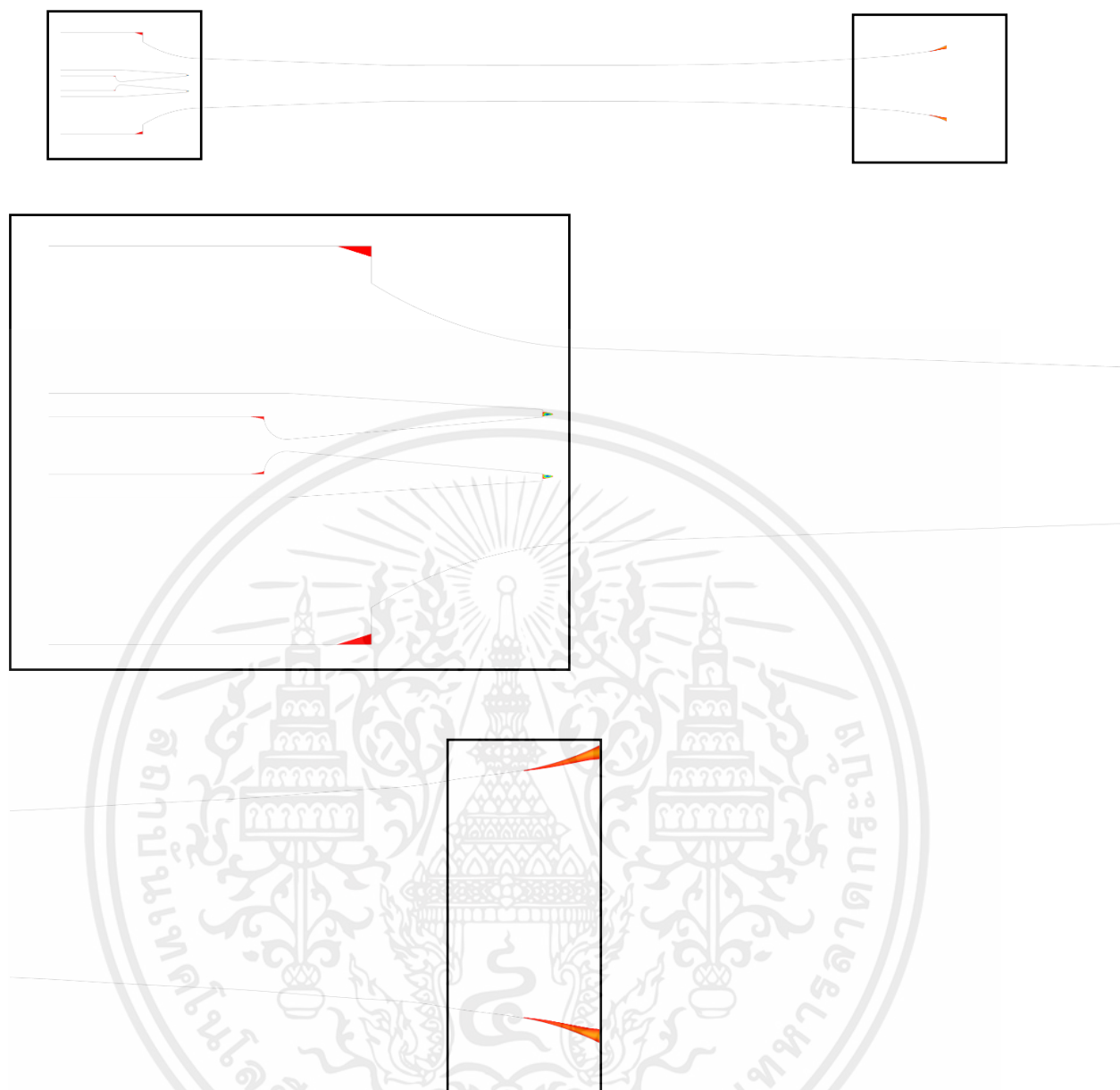
รูปที่ 5.9 แสดงคอนทัวร์ของความเร็วตามแนวแกนเพื่อดู Separate flow ของโมเดล CPM + CRMC ที่  
Pcri 3410 Pa ที่อุณหภูมิ 7.5 °C

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



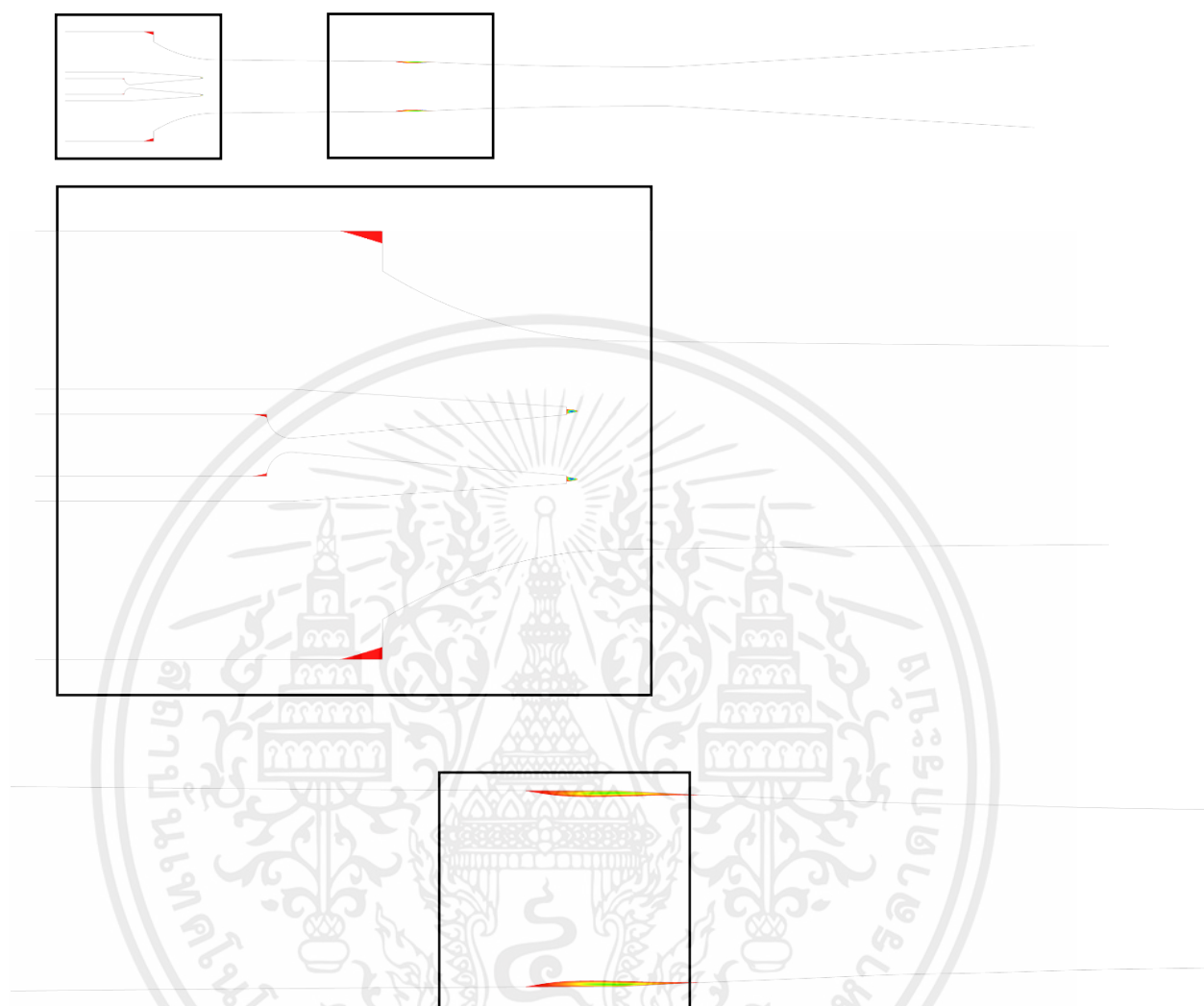
รูปที่ 5.10 แสดงคอนทัวร์ของความเร็วตามแนวแกนเพื่อดู Separate flow ของโมเดล CRMC + CPM ที่  $P_{cri} 2800 \text{ Pa}$  ที่อุณหภูมิ  $7.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.11 แสดงคอนทัวร์ของความเร็วตามแนวแกนเพื่อดู Separate flow ของโมเดล CPM + CRMC ที่  $P_{cri} 3540 \text{ Pa}$  ที่อุณหภูมิ  $10.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.12 แสดงคอนทัวร์ของความเร็วตามแนวแกนเพื่อดู Separate flow ของโมเดล CRMC + CPM ที่  $P_{cri} 3350 \text{ Pa}$  ที่อุณหภูมิ  $10.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 5.3 อภิปรายผลลัพธ์

งานวิจัยนี้ได้ทำการศึกษาเกี่ยวกับทฤษฎีการออกแบบอีเจ็คเตอร์ CRMC เพื่อใช้ในการออกแบบระบบทำความเย็นแบบอีเจ็คเตอร์ โดยเป้าหมายจากวัตถุประสงค์ของงานวิจัยนี้ประกอบด้วย

- เพื่อหาสภาวะการทำงานที่เหมาะสมของระบบทำความเย็นแบบ Ejector refrigeration system โดยเปรียบเทียบความยาวดิวเซอร์
- เพื่อเปรียบเทียบประสิทธิภาพของระบบทำความเย็นอีเจ็คเตอร์แบบ CPM และ CRMC โมเดลต่างๆ
- เพื่อพัฒนาอีเจ็คเตอร์แบบ CRMC ที่ใช้ในการทำความเย็น

ซึ่งจากผลการทำโมเดลหลายรูปแบบและทำการ simulation จะได้ว่าโมเดลอีเจ็คเตอร์ต่อตรง 1x ได้ค่าประสิทธิภาพมากที่สุด ซึ่งสามารถแปลงพลังงานของของไหลมาเป็นพลังงานที่สามารถนำไปใช้งานได้ และ Entrainment ratio ที่มากขึ้นมีนัยยะว่าการเหนี่ยวนำของไหลทุติยภูมิมีประสิทธิภาพดีขึ้น และที่โมเดล CPM+CRMC อีเจ็คเตอร์สามารถแปลงพลังงานในช่วงดิวเซอร์ให้เป็นความดัน ส่งผลให้มีความดันฝั่งขาออกมากกว่าทุกโมเดลยกเว้น CPM อีเจ็คเตอร์ และได้ทำการศึกษาเพิ่มเติมของสาเหตุการไม่เพิ่มขึ้นของความดัน พบว่ามีการไหลย้อนกลับและการไหล หมุนวนของของไหลบางส่วนที่บริเวณดิวเซอร์และช่วงคอขวดของอีเจ็คเตอร์มีผลกระทบคือจะดึงพลังงานบางส่วนมาหมุนเวียนการไหลบริเวณนั้น ส่งผลให้ไม่สามารถเพิ่มความดันฝั่งขาออกได้เต็มที่ จากวัตถุประสงค์ของเรา เราสามารถเพิ่มความดันฝั่งขาออกของ CRMC ได้ตามที่ประสงค์ แต่ก็ยังต้องพัฒนาต่อไปเพื่อให้ได้เทียบเท่ากับความดันฝั่งขาออกของ CPM หรือใกล้เคียงกัน สามารถพัฒนาอีเจ็คเตอร์แบบ CRMC ที่มีประสิทธิภาพการทำความเย็นมากกว่าอีเจ็คเตอร์แบบ CPM ได้สำเร็จ สามารถหาสภาวะการทำงานที่เหมาะสมของระบบทำความเย็นแบบ Ejector refrigeration system โดยเปรียบเทียบความยาวดิวเซอร์แต่ละขนาดได้ และสามารถอธิบายปรากฏการณ์ที่ส่งผลกับประสิทธิภาพที่เกิดขึ้นภายในอีเจ็คเตอร์ ผ่านการวิเคราะห์เชิงตัวเลข

## บรรณานุกรมและเอกสารอ้างอิง

- Alsafi, M., 2017. **Constant Rate of Momentum Change Ejector: Simulation, Experiments and Flow Visualisation** (Ph.D. Thesis). University of Southern Queensland, [https://eprints.usq.edu.au/34612/1/Al-Safi\\_2017\\_whole.pdf](https://eprints.usq.edu.au/34612/1/Al-Safi_2017_whole.pdf).
- Anderson, Jr., J.D., 2017. **Fundamentals of Aerodynamics**, sixth ed. McGraw-Hill, New York.
- ANSYS Inc., 2013. ANSYS Fluent Theory Guide. ANSYS.
- ANSYS Inc., 2014. ANSYS Fluent User's Guide. ANSYS.
- Ariafar, K., Buttsworth, D., Al-Doori, G., Malpress, R., 2015. **Effect of mixing on the performance of wet steam ejectors**. *Energy* 93, 2030–2041. <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2015.10.082>.
- Ariafar, K., Buttsworth, D., Al-Doori, G., Sharifi, N., 2016. **Mixing layer effects on the entrainment ratio in steam ejectors through ideal gas computational simulations**. *Energy* 95, 380–392. <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2015.12.027>.
- Builtjes, P.J.H., 1977. **Memory Effects in Turbulent Flows (Doctoral Thesis)**. Delft University of Technology, <https://repository.tudelft.nl/islandora/object/uuid:bb463a08-89d8-466f-bd9f-b1631bb28000/datastream/OBJ/download>.
- Bumrunghthaichaichan, E., 2016. **A review on numerical consideration for computational fluid dynamics modeling of jet mixing tanks**. *Korean J. Chem. Eng.* 33 (11), 3050–3068. <http://dx.doi.org/10.1007/s11814-016-0236-x>.
- Bumrunghthaichaichan, E., 2022. **How can the appropriate near-wall grid size for gas cyclone CFD simulation be estimated?** *Powder Technol.* 396, 327–344. <http://dx.doi.org/10.1016/j.powtec.2021.10.031>.
- Bumrunghthaichaichan, E., Namkanisorn, A., Wattananusorn, S., 2018. **CFD modelling of pump-around jet mixing tanks: a discrepancy in concentration profiles**. *J. Chin. Inst. Eng.* 41 (7), 612–621. <http://dx.doi.org/10.1080/02533839.2018.1530956>.
- Bumrunghthaichaichan, E., Wattananusorn, S., 2019. **CFD modelling of pumparound jet mixing tanks: a reliable model for overall mixing time prediction**. *J. Chin. Inst. Eng.* 42 (5), 428–437. <http://dx.doi.org/10.1080/02533839.2019.1598287>.
- Celik, I.B., Ghia, U., Roache, P.J., Freitas, C.J., Coleman, H., Raad, P.E., 2008. **Procedure for estimation and reporting of uncertainty due to discretization in CFD applications**. *J. Fluids Eng.-Trans. ASME* 130 (7), 078001. <http://dx.doi.org/10.1115/1.2960953>.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- Chen, W.X., Liu, M., Chong, D.T., Yan, J.J., Little, A.B., Bartosiewicz, Y., 2013. **A 1D model to predict ejector performance at critical and sub-critical operational regimes.** *Int. J. Refrig.-Rev. Int. Froid* 36 (6), 1750–1761. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2013.04.009>.
- Eakarach B., **Performance investigation for CRMC and CPM ejectors applied in refrigeration under equivalent ejector geometry by CFD simulation.** Department of Chemical Engineering, School of Engineering, King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, Elsevier Ltd. 2022
- Eames, I.W., 2002. **A new prescription for the design of supersonic jet-pumps: the constant rate of momentum change method.** *Appl. Therm. Eng.* 22 (2), 121–131. [http://dx.doi.org/10.1016/S1359-4311\(01\)00079-5](http://dx.doi.org/10.1016/S1359-4311(01)00079-5).
- Elsayed, K., 2011. **Analysis and Optimization of Cyclone Separators Geometry using RANS and LES Methodologies (Doctoral Thesis).** Vrije Universiteit Brussel.
- Huang, B.J., Chang, J.M., Wang, C.P., Petrenko, V.A., 1999. **A 1-D analysis of ejector performance.** *Int. J. Refrig.-Rev. Int. Froid* 22 (5), 354–364. [http://dx.doi.org/10.1016/S0140-7007\(99\)00004-3](http://dx.doi.org/10.1016/S0140-7007(99)00004-3).
- Keenan, J.H., 1950. **An investigation of ejector design by analysis and experiment.** *J. Appl. Mech.-Trans. ASME* 17 (3), 299–309. <http://dx.doi.org/10.1115/1.4010131>.
- Kitrattana, B., 2016. **Experimental Study and Performance Assessment of Steam Ejector Refrigeration System (Master Thesis).** Thammasat University, [http://ethesisarchive.library.tu.ac.th/thesis/2016/TU\\_2016\\_5822040092\\_7185\\_4786.pdf](http://ethesisarchive.library.tu.ac.th/thesis/2016/TU_2016_5822040092_7185_4786.pdf).
- Kitrattana, B., Aphornratana, S., Thongtip, T., 2021. **One dimensional steam ejector model based on real fluid property.** *Therm. Sci. Eng. Prog.* 25, 101016. <http://dx.doi.org/10.1016/j.tsep.2021.101016>.
- Kitrattana, B., Aphornratana, S., Thongtip, T., Ruangtrakoon, N., 2017. **Comparison of traditional and CRMC ejector performance used in a steam ejector refrigeration.** *Energy Procedia* 138, 476–481. <http://dx.doi.org/10.1016/j.egypro.2017.10.229>.
- Kittiwoot S., **Performance improvement of ejector refrigerator-based water chiller working with different mixing chamber profiles.** Thermal and Fluid Laboratory (TFL), Department of Teacher Training in Mechanical Engineering, King Mongkut's University of Technology North Bangkok, Elsevier BV on behalf of Faculty of Engineering, Alexandria University. 2021
- Kumar, A., Kumar, V., Subbarao, P.M.V., Yadav, S.K., Singhal, G., 2022. **Numerical assessment**

- on the performance of variable area single- and two-stage ejectors: A comparative study. Proc. Inst. Mech. Eng. E 236 (1), 114–125. <http://dx.doi.org/10.1177/09544089211033129>.
- Kumar, V., Singhal, G., Subbarao, P.M.V., 2013. **Study of supersonic flow in a constant rate of momentum change (CRMC) ejector with frictional effects.** Appl. Therm. Eng. 60 (1–2), 61–71. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.06.045>.
- Kumar, V., Subbarao, P.M.V., Singhal, G., 2019. **Effect of nozzle exit position (NXP) on variable area mixing ejector.** SN Appl. Sci. 1, 1473. [http://dx.doi.org/10.1007/s42452-](http://dx.doi.org/10.1007/s42452-Namkanisorn, A., Wattananusorn, S., Sakdasri, W., Bumrunghthaichan, E., 2022. CFD prediction of mixing performance for circular and non-circular jet mixing tanks. Korean J. Chem. Eng. 39 (6), 1424–1435. http://dx.doi.org/10.1007/s11814-021-1051-6)
- Namkanisorn, A., Wattananusorn, S., Sakdasri, W., Bumrunghthaichan, E., 2022. **CFD prediction of mixing performance for circular and non-circular jet mixing tanks.** Korean J. Chem. Eng. 39 (6), 1424–1435. <http://dx.doi.org/10.1007/s11814-021-1051-6>.
- Petrovic, A., Jovanovic, M.Z., Genic, S., Bugarcic, U., Delibasic, B., 2018. **Evaluating performances of 1-D models to predict variable area supersonic gas ejector performances.** Energy 163, 270–289. <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2018.08.115>.
- Ruangtrakoon, N., Aphornratana, S., 2019. **Design of steam ejector in a refrigeration application based on thermodynamic performance analysis.** Sustain. Energy Technol. Assess. 31, 369–382. <http://dx.doi.org/10.1016/j.seta.2018.12.014>.
- Ruangtrakoon, N., Aphornratana, S., Sriveerakul, T., 2011. **Experimental studies of a steam jet refrigeration cycle: Effect of the primary nozzle geometries to system performance.** Exp. Therm. Fluid Sci. 35 (4), 676–683. <http://dx.doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2011.01.001>.
- Ruangtrakoon, N., Bumrunghthaichan, E., 2018. **Influence of grid distribution on CFD model of compressible flow inside the primary nozzle and mixing chamber used in refrigeration application.** In: 4th International Conference on Engineering, Applied Sciences and Technology (ICEAST 2018), Phuket, Thailand. July, 02045. <http://dx.doi.org/10.1051/mateconf/201819202045>.
- Ruangtrakoon, N., Thongtip, T., 2020. **An experimental investigation to determine the optimal heat source temperature for R141b ejector operation in refrigeration cycle.** Appl. Therm. Eng. 170, 114841. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114841>.
- Ruangtrakoon, N., Thongtip, T., Aphornratana, S., Sriveerakul, T., 2013. **CFD simulation on the effect of primary nozzle geometries for a steam ejector in refrigeration cycle.** Int. J. Therm. Sci. 63, 133–145. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2012.07.009>.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- Sanaye, S., Emadi, M., Refahi, A., 2019. **Thermal and economic modeling and optimization of a novel combined ejector refrigeration cycle.** *Int. J. Refrig.-Rev. Int. Froid* 98, 480–493. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2018.11.007>.
- Sasanapuri, B., Kumar, M., Wirogo, S., Kurbatskii, K., 2013. **Numerical simulation of a supersonic cruise nozzle.** In: 51st AIAA Aerospace Sciences Meeting Including the New Horizons Forum and Aerospace Exposition, Texas, U.S.A. January, AIAA 2013-0492. <http://dx.doi.org/10.2514/6.2013-492>.
- Sutthivirode, K., Thongtip, T., 2021. **Performance improvement of ejector refrigerator-based water chiller working with different mixing chamber profiles.** *Alex. Eng. J.* 60 (4), 3693–3707. <http://dx.doi.org/10.1016/j.aej.2021.02.042>.
- Thongtip, T., Aphornratana, S., 2021. **Impact of primary nozzle area ratio on the performance of ejector refrigeration system.** *Appl. Therm. Eng.* 188, 116523. <http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.116523>.
- Thongtip, T., Ruangtrakoon, N., 2021. **Real air-conditioning performance of ejector refrigerator based air-conditioner powered by low temperature heat source.** *Energies* 14 (3), 711. <http://dx.doi.org/10.3390/en14030711>.
- Yadav, S.K., Pandey, K.M., Gupta, R., 2021a. **Analytical and numerical study on the performance of supersonic ejector at different operating conditions and working fluids.** *J. Appl. Fluid Mech.* 14 (6), 1705–1716. <http://dx.doi.org/10.47176/jafm.14.06.32479>.
- Yadav, S.K., Pandey, K.M., Gupta, R., Kumar, V., 2021b. **Numerical study for the influences of nozzle exit position, mixing, and diffuser section lengths on performance of CRMC ejector.** *J. Braz. Soc. Mech. Sci. Eng.* 43, 496. <http://dx.doi.org/10.1007/s40430-021-03207-x>.
- Yadav, S.K., Pandey, K.M., Kumar, V., Gupta, R., 2021c. **Computational analysis of a supersonic two-stage ejector.** *Mater. Today Proc.* 38, 2700–2705. <http://dx.doi.org/10.1016/j.matpr.2020.08.483>.
- Yadav, V.K., Sarkar, J., Ghosh, P., 2022. **Thermodynamic, economic and environmental analyses of novel solar-powered ejector refrigeration systems.** *Energy Convers. Manage.* 264, 115730. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2022.115730>.
- Yang, Y., Karvounis, N., Walther, J.H., Ding, H., Wen, C., 2021. **Effect of area ratio of the primary nozzle on steam ejector performance considering nonequilibrium condensations.** *Energy* 237, 121483. <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2021.121483>.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้