

การเปรียบเทียบผลการคำนวณสมรรถนะคอมเพรสเซอร์แบบแรงเหวี่ยงกับผลการ
ทดสอบภายใต้สภาวะการทำงานของเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็ก
Comparison of Calculated Performance Against Experimental Data of Centrifugal
Compressor under Operating Conditions of Micro Gas Turbine

ชวลิต กาพภักดี¹, มรรุส สุชาติวัฒน์¹ และ จารุวัตร เจริญสุข^{1*}

¹ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง กรุงเทพฯ 10520
*ติดต่อ: kcjaruw@kmitl.ac.th, โทรศัพท์: 023 264 197, โทรสาร: 023 264 198

บทคัดย่อ

ในปัจจุบัน ได้มีการศึกษาวิจัยและพัฒนาเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็กมาอย่างต่อเนื่อง โดยมีเป้าหมายเพื่อปรับปรุงประสิทธิภาพของเครื่องยนต์กังหันก๊าซให้สามารถนำไปใช้ผลิตกระแสไฟฟ้าได้ในระดับชุมชน คอมเพรสเซอร์เป็นชุดอุปกรณ์ที่สำคัญยิ่งต่อการทำงานของเครื่องยนต์เนื่องจากเป็นแหล่งจ่ายอากาศหลักที่ใช้ในการเผาไหม้ การวิจัยนี้จึงได้ทำการตรวจสอบพฤติกรรมของคอมเพรสเซอร์ด้วยวิธีทางพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณมาช่วยในการวิเคราะห์ และทำการสอบเทียบผลการทดลอง โดยพิจารณาในช่วงความเร็วรอบและอัตราการไหลเชิงมวลที่แตกต่างกัน ผลการวิเคราะห์พบว่าความดันสถิตที่ทางออกจากผลการจำลองจะได้ผลต่ำกว่าเมื่อเทียบกับผลการทดลองเฉลี่ยร้อยละ 10.16 แต่ความเร็วของอากาศที่ทางออกคอมเพรสเซอร์ในการจำลองจะให้ผลที่สูงกว่าผลการทดลองเฉลี่ยร้อยละ 10.60 และอุณหภูมิที่ทางออกของคอมเพรสเซอร์จากการจำลองจะให้ค่าใกล้เคียงกับผลการทดลองเฉลี่ยร้อยละ 1.29 เมื่อพิจารณาแล้วพบว่าผลการจำลองโดยใช้ทางพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณนี้สามารถนำมาใช้วิเคราะห์และออกแบบคอมเพรสเซอร์ได้ในขั้นต่อไป

คำหลัก: คอมเพรสเซอร์แบบแรงเหวี่ยง เครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็ก พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ

Abstract

In recent years, research and development work on micro gas turbine engine has been active continuously, with the purpose of increasing engine efficiency for generating electricity in community level. The centrifugal compressor is an important component in micro gas turbine engine since it is a source of air supply for combustion. In this research the characteristic of centrifugal compressor is investigated using computational fluid dynamics and the simulated result is validated with experimental data. In this paper, certain ranges of angular velocity and corresponding mass flow rate are chosen. From an analysis it is found that the mean of percentage errors for static pressure is lower than experimental values by 10.16. But the mean percentage error for air outlet velocity of centrifugal compressor differs from the simulation-it is higher than the experimental data for 10.60 percent. As for results of temperature at the outlet, the simulated results are close to the experimental data with the mean of percentage error of 1.29.

CST-2027

Therefore the results using computational fluid dynamics can reasonably be further used in analysis and design of the compressor.

Keywords: Centrifugal compressor, Micro gas turbine, Computational fluid dynamics

1. บทนำ

ในปีที่ผ่านมา ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ได้มีการศึกษาวิจัยและพัฒนาเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็กมาอย่างต่อเนื่อง ตั้งแต่การศึกษาการออกแบบจนถึงการสร้างชุดทดสอบเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็ก โดยมีเป้าหมายเพื่อปรับปรุงประสิทธิภาพของเครื่องยนต์กังหันก๊าซให้สามารถนำไปใช้ผลิตกระแสไฟฟ้าได้ในระดับชุมชน เนื่องจากเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็ก เป็นเครื่องยนต์ที่ก่อมลภาวะต่อสิ่งแวดล้อมน้อยเนื่องจากการเผาไหม้ที่สมบูรณ์กว่า และสามารถใช้เชื้อเพลิงในการทำงานได้หลากหลาย จากงานวิจัยของ Omar Othman Badran [1] ที่ได้ศึกษาการปรับปรุงเครื่องยนต์กังหันก๊าซ โดยนำวัฏจักรทางเทอร์โมไดนามิกสมาใช้ในการวิเคราะห์ ซึ่งระบุว่าคอมเพรสเซอร์เป็นปัจจัยหลักที่สำคัญต่อการปรับปรุงประสิทธิภาพของเครื่องยนต์กังหันก๊าซให้สูงขึ้น

ในงานวิจัยนี้มีเป้าหมายมุ่งเน้นในการศึกษาพฤติกรรมของคอมเพรสเซอร์ที่ใช้กับเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็กที่มีอยู่ในปัจจุบันเพื่อวิเคราะห์หาจุดบกพร่องของชุดอุปกรณ์ ซึ่งความถูกต้องของผลการจำลองด้วยวิธีทางพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ (Computational Fluid Dynamics, CFD) นี้จะถูกเปรียบเทียบกับผลการทดลองเพื่อยืนยันความถูกต้องในการจำลอง จากงานวิจัยที่ผ่านมา D. Hagelstein และคณะ [2], Fahua Gu และคณะ [3] และ Semi Kim และคณะ [4] ได้ศึกษาตัวแปรที่มีอิทธิพลต่อประสิทธิภาพ โดยการใช้วิธีทางพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ (Computational Fluid Dynamics, CFD) มาช่วยในการวิเคราะห์เพื่อตรวจสอบหาข้อบกพร่องของช่องการไหลในคอมเพรสเซอร์แบบแรงเหวี่ยงโดยให้ความเห็นว่าประสิทธิภาพของคอมเพรสเซอร์แบบแรง

เหวี่ยงนั้นขึ้นกับ ขนาดและรูปทรงของช่องการไหล, ความสูงของช่องการไหลที่ทางเข้าและทางออก และลักษณะของ Diffuser ที่ใช้งาน เป็นต้น โดยตัวแปรทั้งหมดจะสัมพันธ์ต่อ อัตราการไหลเชิงมวล, ความเร็วของอากาศ, อัตราส่วนความดันของอากาศภายในช่องการไหล

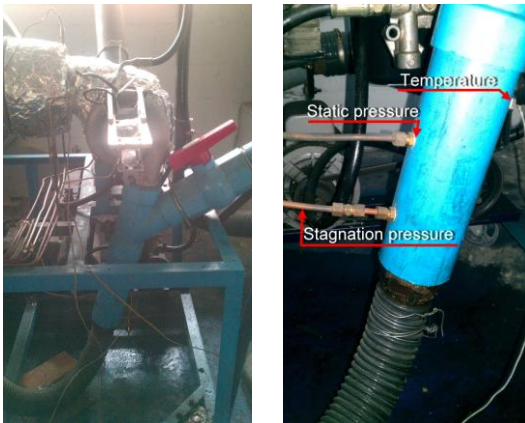
นอกจากนี้ในงานวิจัยของ Hillewaert และคณะ [5] ได้หาความสัมพันธ์ระหว่างช่องการไหลและใบพัดของคอมเพรสเซอร์แบบแรงเหวี่ยง พบว่าการใช้ใบพัดที่ไม่เหมาะสมกับช่องการไหลจะทำให้ประสิทธิภาพของคอมเพรสเซอร์ลดลง Duccio Bonaiuti และคณะ [6] ได้ทำการวิเคราะห์และหาหลักของใบพัดของคอมเพรสเซอร์แบบแรงเหวี่ยงที่ดีที่สุด เริ่มแรกได้ทำการศึกษาตัวแปรออกแบบ (Design Variables) ซึ่งเป็นรูปร่างของใบพัด และจำนวนของใบพัด เพื่อให้ได้ประสิทธิภาพสูงสุด ซึ่งเป็นฟังก์ชันเป้าหมาย (Objective Function) โดยพิจารณาความเป็นไปได้ในการผลิตเชิงอุตสาหกรรมด้วย เช่นเดียวกับงานวิจัยของ M. Zangeneh และคณะ [7] ที่ได้ทำการหารูปร่างของใบพัดด้วยวิธี Optimization ร่วมกับการวิเคราะห์ทาง CFD โดย M. Schleer และคณะ [8] ได้สร้างชุดทดลองเพื่อยืนยันผลการออกแบบของ M. Zangeneh พบว่าใบพัดที่ของ M. Zangeneh นั้น มีสนามการไหลที่ความสม่ำเสมอและมีความสูญเสียต่ำ เนื่องจากเกิดการไหลแบบหมุนวนน้อย ส่งผลให้มีประสิทธิภาพสูงกว่า

2. การทดสอบชุดคอมเพรสเซอร์แบบแรงเหวี่ยงภายใต้สภาวะการทำงานของเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็ก

การทดสอบนี้จะทำการวัดความดันสถิต ความดันสแตกเนชัน และอุณหภูมิที่อากาศทางออกจากคอมเพรสเซอร์ ดังรูปที่ 1 ในรอบการทำงานเดียวกับ

CST-2027

รอบการทำงานที่เทอร์ไบน์สามารถกระทำได้ที่ความเร็วรอบต่างๆ ซึ่งในการตรวจสอบด้วยวิธีทางพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณนี้จะถูกนำมาเปรียบเทียบกับผลการทดลองที่ได้ทำการป้อนอัตราการไหลเชื้อเพลิงที่ 55 SCFH ซึ่งเป็นอัตราการป้อนเชื้อเพลิงสูงสุดที่เครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็กสามารถกระทำได้ ซึ่งจากการทดลองยังพบว่าที่อัตราการป้อนเชื้อเพลิงนี้จะทำให้ความเร็วรอบของเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็กนี้มีค่าสูงสุดอีกด้วย



(ก)

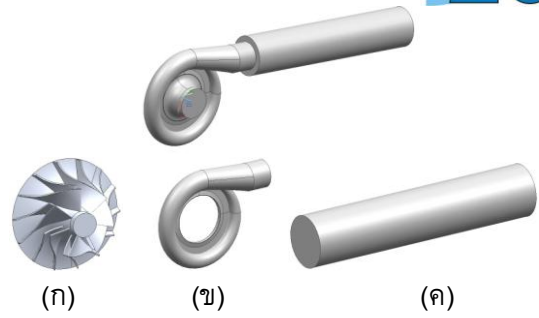
(ข)

รูปที่ 1 (ก) แสดงตำแหน่งการติดตั้งชุดคอมเพรสเซอร์
(ข) แสดงจุดวัดความดันสถิต ความดันสแตกเนชัน และอุณหภูมิที่อากาศทางออกจากคอมเพรสเซอร์แบบแรงเหวี่ยง

3. การวิเคราะห์ด้วยวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ

3.1 รูปทรงของคอมเพรสเซอร์แบบแรงเหวี่ยง

แบบจำลองของคอมเพรสเซอร์แบบแรงเหวี่ยงประกอบไปด้วย 2 ส่วนประกอบหลัก คือ ใบพัด (Blade) และช่องการไหล (Volute) อีกทั้งในการจำลองนี้ได้สร้างท่อ (Pipe) ต่อที่ปลายทางออกเพื่อจำลองให้เป็นจุดวัดตามชุดทดลองที่มีอยู่ ดังรูปที่ 2



(ก)

(ข)

(ค)

รูปที่ 2 รูปทรงของคอมเพรสเซอร์แบบแรงเหวี่ยงที่ใช้ในการจำลองด้วยวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณแบ่งได้ดังนี้ (ก) ใบพัด (ข) ช่องการไหล และ (ค) ท่อต่อที่ปลายทางออก

3.2 เงื่อนไขขอบเขต

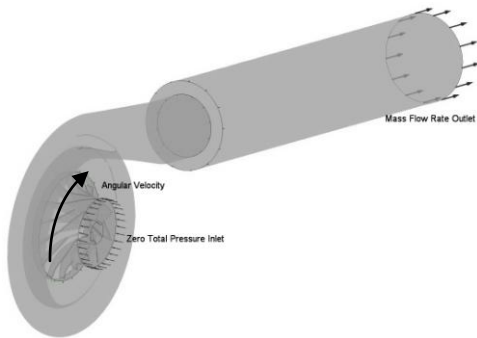
ในงานวิจัยนี้ใช้สมการควบคุมแบบ The 3-D Reynolds Averaged Compressible Navier-Stokes ร่วมกับแบบจำลองความปั่นป่วนแบบ $k-\epsilon$ และ SST ซึ่งใช้เทคนิค Discretization แบบ High Resolution Scheme ที่ให้ความแม่นยำสูงกว่าวิธีแบบ First Order ทั่วไป โดยสามารถค้นหาข้อมูลเพิ่มเติมได้จากเอกสารอ้างอิงของ ANSYS CFX® [9]

ค่าที่ใช้ในการวิเคราะห์ได้แสดงไว้ในตารางที่ 1 ซึ่งเป็นค่าที่ได้จากผลการทดลองที่อัตราการป้อนเชื้อเพลิงสูงสุด 55 SCFH แก่ห้องเผาไหม้เพื่อใช้สร้างงานในการขับเทอร์ไบน์และคอมเพรสเซอร์ซึ่งใช้เพลาร่วมกันในการทำงาน และลักษณะของการกำหนดเงื่อนไขขอบเขตได้แสดงไว้ดังรูปที่ 3 โดยในที่นี้อากาศที่ไหลภายในถูกพิจารณาเป็นการไหลแบบอัดตัวได้ (Compressible flow)

CST-2027

ตารางที่ 1 แสดงค่าที่ใช้สำหรับการจำลองด้วยวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ โดยใช้ที่อัตราการบินเชื้อเพลิง 55 SCFH

| ความเร็วเชิงมุม (RPM) | ความดันรวมที่ทางเข้า (Pa) | อุณหภูมิทางเข้า (K) | การไหลเชิงมวล (kg/s) |
|-----------------------|---------------------------|---------------------|----------------------|
| 35600 | 0 | 306.65 | 0.177 |
| 35700 | | | 0.179 |
| 36150 | | | 0.182 |
| 36600 | | | 0.183 |
| 37150 | | | 0.189 |



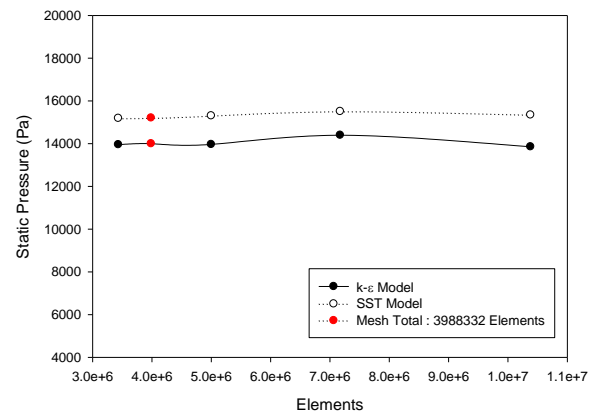
รูปที่ 3 เงื่อนไขขอบเขตสำหรับการจำลองด้วยวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ

3.3 เมช

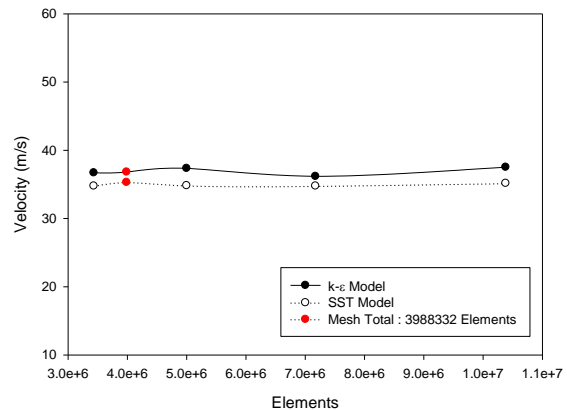
เมชที่ใช้ในการคำนวณเป็นเอลิเมนต์ชนิดปิรามิดฐานสามเหลี่ยม (Tetrahedral element) โดยใช้จำนวนของเมชที่แตกต่างกันดังตารางที่ 2 เพื่อพิจารณาความเป็นอิสระของเมช (Mesh Dependence) และผลการจำลองเป็นไปดังรูปที่ 4 และรูปที่ 5

ตารางที่ 2 การจำลองพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณที่ความเร็วรอบ 3,7150 rpm โดยการทำให้ Mesh dependence

| ใบพัด | ช่องการไหล | ท่อ | รวม |
|-----------|------------|--------|------------|
| 1,901,805 | 1,508,179 | 24,746 | 3,434,730 |
| 2,448,235 | 1,514,250 | 25,847 | 3,988,332 |
| 3,457,204 | 1,515,747 | 27,735 | 5,000,686 |
| 5,616,471 | 1,528,151 | 29,743 | 7,174,365 |
| 8,783,954 | 1,560,544 | 36,188 | 10,380,686 |



รูปที่ 4 ความดันสถิตตามจำนวนเอลิเมนต์



รูปที่ 5 ความเร็วของอากาศที่ทางออกในแต่ละจำนวนเอลิเมนต์

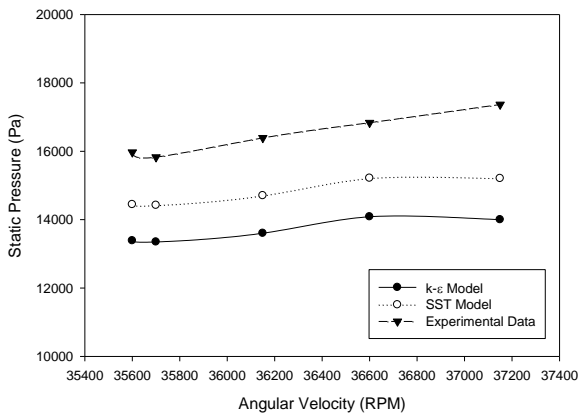
3.4 การเปรียบเทียบผลลัพธ์จากการจำลองด้วยวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณกับการทดลอง

ในงานวิจัยนี้จะทำการตรวจสอบผลลัพธ์จากการจำลองโดยใช้แบบจำลอง k-ε และแบบจำลอง SST กับผลการทดลองในเทอมต่างๆ ดังต่อไปนี้

CST-2027

3.4.1 ความดันสถิต

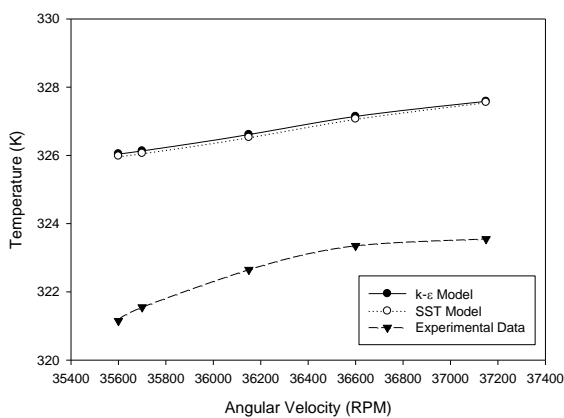
ผลลัพธ์จากการจำลองด้วยวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณยังให้ผลลัพธ์ที่ต่ำกว่าผลการทดลอง แต่ยังคงให้แนวโน้มเดียวกันกับผลการทดลอง ซึ่งมีค่าความผิดพลาดเฉลี่ยจากแบบจำลอง SST เป็น 10.16% ดังรูปที่ 6



รูปที่ 6 การเปรียบเทียบความดันสถิตจากการจำลองและการทดลอง

3.4.2 อุณหภูมิของอากาศที่ทางออก

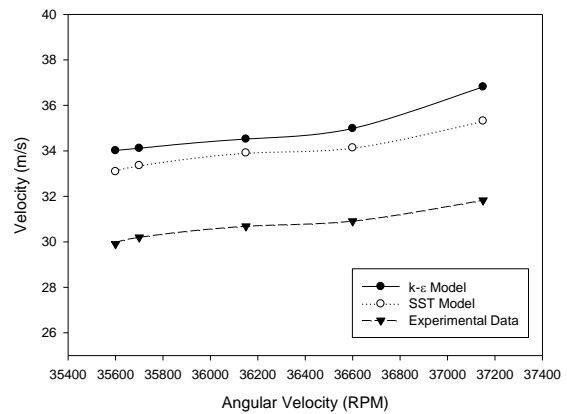
อุณหภูมิจากผลลัพธ์การจำลองพบว่าค่าที่ได้ยังต่ำกว่าผลการทดลองเช่นเดียวกับเทอมของความดัน ซึ่งอุณหภูมิของอากาศที่ทางออกของคอมเพรสเซอร์แบบแรงเหวี่ยงยังมีค่าความผิดพลาดเฉลี่ยจากแบบจำลอง SST อยู่ที่ 1.29% ซึ่งถือว่ามีความผิดพลาดเป็นที่น่ายอมรับได้ ดังรูปที่ 7



รูปที่ 7 การเปรียบเทียบอุณหภูมิของอากาศที่ทางออกของคอมเพรสเซอร์แบบแรงเหวี่ยง จากการจำลองและการทดลอง

3.4.4 ความเร็วของอากาศที่ทางออก

ในงานวิจัยนี้ได้ทำการเปรียบเทียบในเทอมความเร็วของอากาศที่ทางออกเนื่องจากเป็นข้อมูลดิบที่ได้จากการวัดโดยตรง โดยที่อัตราการไหลของอากาศจะเปลี่ยนแปลงตามความเร็วรอบดังที่ได้กล่าวไว้แล้วในตารางที่ 1 จากการจำลองจะให้ผลลัพธ์ในเทอมของความเร็วที่ทางออกของคอมเพรสเซอร์แบบแรงเหวี่ยงค่อนข้างสูงกว่าผลการทดลอง แต่ยังคงมีแนวโน้มที่สอดคล้องกันอย่างชัดเจน ค่าความผิดพลาดเฉลี่ยจากแบบจำลอง SST มีค่าเท่ากับ 10.60% ดังรูปที่ 8



รูปที่ 8 การเปรียบเทียบความเร็วของอากาศที่ทางออกของคอมเพรสเซอร์แบบแรงเหวี่ยง จากการจำลองและการทดลอง

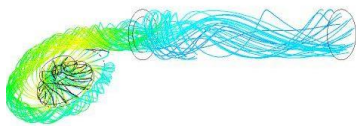
จากการเปรียบเทียบโดยการจำลองด้วยวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณกับผลการทดสอบพบว่าผลลัพธ์ที่ได้จากการใช้แบบจำลอง k-ε และแบบจำลอง SST นั้นมีแนวโน้มไปในทางเดียวกับผลจากการทดสอบ แต่ค่าที่ได้จากแบบจำลอง SST จะมีค่าใกล้เคียงมากกว่าค่าที่ได้จากแบบจำลอง k-ε ดังที่ได้แสดงไว้ในก่อนหน้านี้นี้ ดังนั้นจึงสรุปได้ว่าการใช้แบบจำลอง SST มีความเหมาะสมมากกว่าสำหรับการทำนายพฤติกรรมทางพลศาสตร์ของไหลของคอมเพรสเซอร์แบบแรงเหวี่ยงนี้

CST-2027

4. วิเคราะห์ผลลัพธ์จากการจำลองด้วยวิธี พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ

เพื่อพิจารณาให้เห็นความแตกต่างของผลลัพธ์ในการจำลอง อีกทั้งสามารถครอบคลุมความเร็วรอบที่เครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็กสามารถปฏิบัติงานได้ ซึ่งมีรอบต่ำสุดในการทำงานอยู่ที่ 35600 RPM และรอบสูงสุดที่สามารถทำงานได้อยู่ที่ 37150 RPM ดังนั้นในการวิเคราะห์ผลลัพธ์ในที่นี้จะพิจารณาทั้งสองความเร็วรอบนี้เท่านั้นและแบ่งการพิจารณาเป็นสองส่วนคือ การวิเคราะห์ในส่วนของช่องการไหล และการวิเคราะห์ในส่วนของใบพัด

เมื่อคอมเพรสเซอร์แบบแรงเหวี่ยงทำการอัดอากาศ จะทำให้อากาศมีความเร็วสูงขึ้นโดยผ่านไปตามร่องระหว่างใบพัด จนกระทั่งถึงตำแหน่งปลายใบพัดที่จะปล่อยอากาศไปสู่ช่องการไหล อากาศบริเวณนี้จะถูกเปลี่ยนทิศทางการไหลอย่างทันทีทันใดเป็นผลมาจากการหมุนของใบพัดซึ่งสามารถสังเกตได้จากการหักเป็นมุมของกระแสการไหล ดังรูปที่ 9 หลังจากนั้นกระแสการไหลจะเกิดการหมุนในลักษณะคล้ายเกลียว เป็นผลเนื่องมาจากอากาศที่เข้าสู่ช่องการไหลนั้นมีความเร็วสูงซึ่งเกิดจากการอัดตัวของอากาศไหลไปปะทะกับผนังโค้งของช่องการไหล ซึ่งทำให้พบว่าค่าที่ได้จากการทดลองที่ไม่ได้มีการจัดเรียงกระแสการไหลก่อนวัดค่าความดันจะทำให้ได้ผลการวัดการวัดที่ผิดพลาด ในงานวิจัยนี้พบว่าค่าจากการวัดควรจะมีค่าต่ำกว่าค่าในปัจจุบันเมื่อพิจารณาจากการจำลองมาเปรียบเทียบ

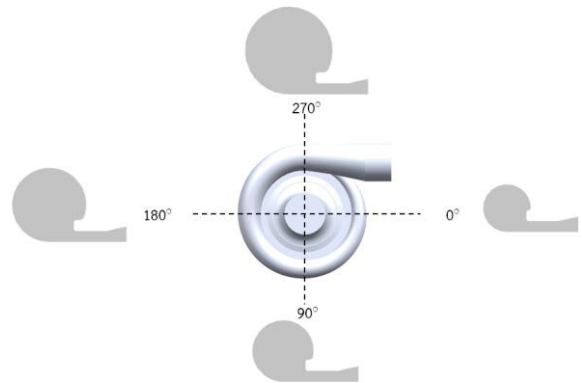


รูปที่ 9 ลักษณะการไหลในบริเวณจุดวัด

4.1 การวิเคราะห์ในส่วนของช่องการไหล

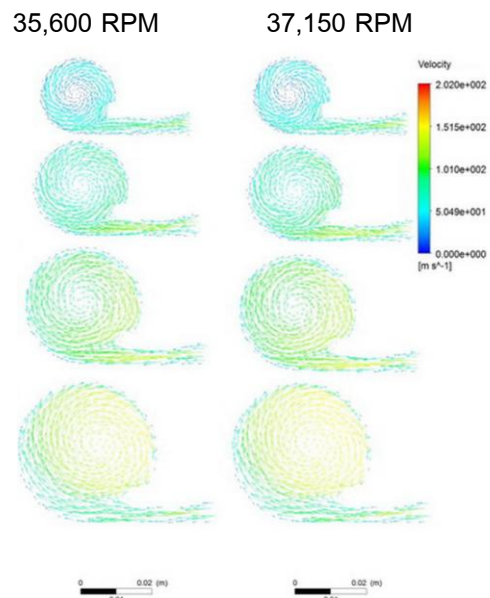
ช่องการไหลของคอมเพรสเซอร์แบบแรงเหวี่ยงที่ใช้ในการจำลองครั้งนี้ เป็นช่องการไหลที่มีลักษณะคล้ายกันหอยซึ่งจะมีพื้นที่หน้าตัดไม่เท่ากัน ดังนั้นในการวิเคราะห์ผลจะกระทำตามมุม 0° , 90° , 180° และ

270° โดยแต่ละมุมอ้างอิงจากแกนกลางของใบพัด ดังรูปที่ 10



รูปที่ 10 มุมอ้างอิงสำหรับวิเคราะห์ช่องการไหล

อากาศภายในบริเวณช่องการไหลของคอมเพรสเซอร์แบบแรงเหวี่ยงเป็นอากาศที่ถูกอัดตัวมาแล้วจากใบพัด ดังนั้นภายในช่องการไหลที่มีมุมต่างๆ จะมีลักษณะการไหลภายในเป็นแบบหมุนวนดังรูปที่ 11



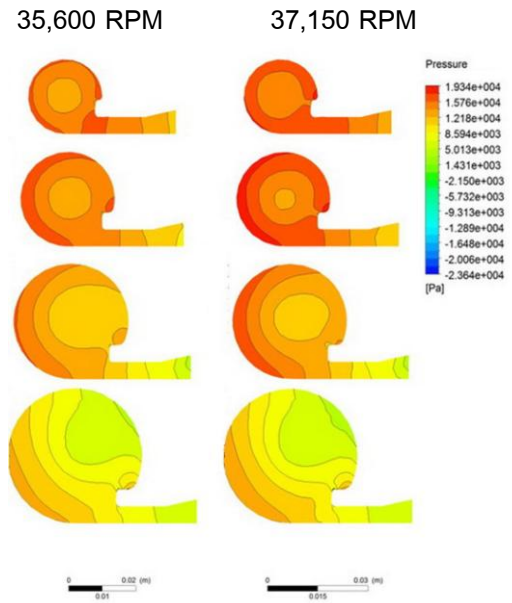
รูปที่ 11 เวกเตอร์การไหลในช่องการไหล ที่มุม 0° , 90° , 180° และ 270° นับจากบนลงล่างตามลำดับ

นอกจากนี้ที่บริเวณใกล้ผนังของช่องการไหลจะมีความหนาแน่นสูงกว่าบริเวณกึ่งกลางของช่องการไหล ซึ่งสามารถสังเกตเห็นได้อย่างชัดเจนในมุม 0° และ

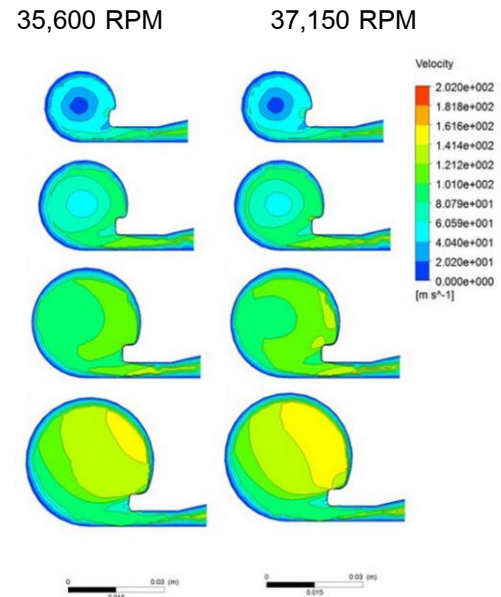
CST-2027

มุม 90° โดยที่มุมนี้เป็นบริเวณที่มีพื้นที่หน้าตัดขนาดเล็ก แต่เมื่อพื้นที่หน้าตัดมีขนาดใหญ่และเข้าใกล้ปากทางออกของคอมเพรสเซอร์มากขึ้นจะพบว่าความหนาแน่นของอากาศจะต่ำลง โดยสามารถสังเกตได้ที่มุม 270° ซึ่งเป็นเหตุผลที่สอดคล้องกับความดันที่เกิดขึ้นภายในช่องการไหลดังรูปที่ 12 โดยบริเวณที่มีความดันของอากาศสูงจะเป็นบริเวณที่มีความหนาแน่นสูงเช่นกัน เมื่อพิจารณาในเทอมของความเร็วเพิ่มเข้าไปจะพบว่า บริเวณที่มีความเร็วเป็นศูนย์หรือบริเวณที่เป็นไปตามเงื่อนไขของการไหลแบบไม่มีการลื่นไถล (No slip condition) ดังรูปที่ 13 โดยสามารถให้เหตุผลได้ว่าบริเวณที่ใกล้ผนังซึ่งมีความเร็วต่ำจะทำให้ในบริเวณนั้นเกิดความดันสูงขึ้นเนื่องจากการเปลี่ยนแปลงของโมเมนตัมของการไหลแบบมีแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลาง เมื่อพิจารณาเพิ่มเติมจะพบว่าเมื่ออากาศเข้ามาในช่องการไหลอย่างรวดเร็วจะวิ่งไปปะทะเข้ากับผนังของช่องการไหลฝั่งตรงข้าม แล้วทำให้เกิดการเปลี่ยนทิศทางการไหลไปตามผนังทำให้เกิดการหมุนเป็นวงรอบตามช่องการไหล และในตอนปลายของการหมุนวนตามช่องการไหลอากาศในบริเวณนี้จะเพิ่มความเร็วมากขึ้นเนื่องมาจากการปะทะของอากาศกับผนังน้อยลง จึงส่งผลให้ในบริเวณนี้มีความเร็วสูงขึ้นและความดันต่ำลง นอกจากนี้ยังสามารถให้ข้อคิดเห็นได้อีกว่าการลดลงของพื้นที่หน้าตัดของช่องการไหลมีผลต่อกระแสการไหลอย่างชัดเจนดังที่ได้แสดงในสนามความเร็วที่มุม 0° ซึ่งที่บริเวณกึ่งกลางของช่องการไหลจะเกิดความปั่นป่วนอันเนื่องมาจากการหมุนวนเช่นเดียวกับมุมอื่นๆ แต่เนื่องจากพื้นที่ในส่วนนี้มีขนาดเล็ก ดังนั้นการไหลของมวลอากาศในบริเวณกึ่งกลางของมุม 0° นี้จะไหลออกได้ไม่สะดวกกว่าที่บริเวณกึ่งกลางของมุมอื่นๆ ในช่องการไหล และเนื่องจากแรงเหวี่ยงหนีศูนย์กลาง (Centrifugal force) ซึ่งเกิดจากอากาศที่ออกไปพัดและเข้าปะทะผนังของช่องการไหลมีค่ามาก ดังนั้นความเร็วและความดันในบริเวณกึ่งกลางของมุม 0° นี้จะมีค่าต่ำกว่าบริเวณเดียวกันที่มุมอื่นๆ แต่จะมีความเร็วสูงกว่าบริเวณผนัง โดยเมื่อพิจารณาที่

ความเร็วรอบต่างกันก็ยังคงมีพฤติกรรมคล้ายกันแต่จะให้ค่าที่สูงขึ้นเมื่อความเร็วรอบสูงขึ้นนั่นเอง



รูปที่ 12 ความดันภายในช่องการไหล ที่มุม 0° , 90° , 180° และ 270° นับจากบนลงล่างตามลำดับ

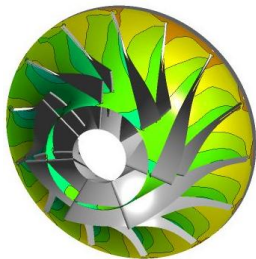


รูปที่ 13 ความเร็วของอากาศภายในช่องการไหล ที่มุม 0° , 90° , 180° และ 270° นับจากบนลงล่างตามลำดับ

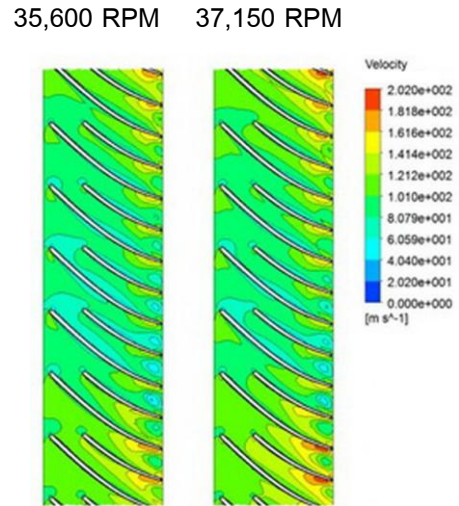
CST-2027

4.2 การวิเคราะห์ในส่วนของใบพัด

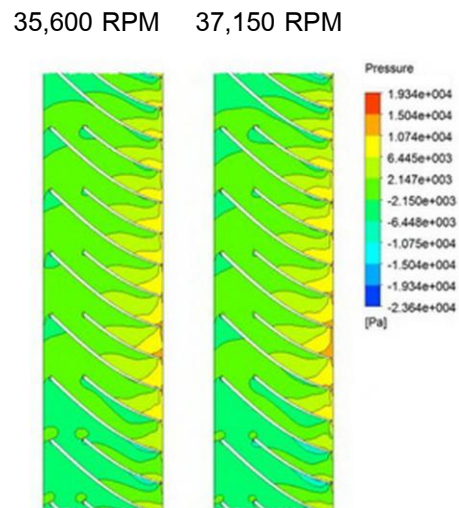
เมื่อพิจารณาการไหลระหว่างช่องของใบพัดที่ระยะกึ่งกลางดังรูปที่ 14 การไหลในช่วงแรกพบว่ามีลักษณะที่มีการไหลแบบข้ามใบพัดเล็กน้อย และมีความเร็วเพิ่มมากขึ้นเมื่อไหลผ่านภายในช่องระหว่างใบพัด เพื่อให้เห็นผลกระทบในเทอมของความเร็วให้มากขึ้น ซึ่งสามารถสังเกตได้ดังรูปที่ 15 พบว่าความเร็วของอากาศที่ออกจากใบพัดในบริเวณมุม 180° - 270° จะมีความเร็วค่อนข้างสูงแต่ในเทอมของความดันจะได้ค่าต่ำกว่าในช่องใบพัดอื่นๆ ซึ่งเป็นไปตามสมการพลังงาน อีกทั้งความดันบริเวณหน้าใบพัดในช่วงของมุมนี้ จะมีความดันต่ำกว่าความดันบรรยากาศมากกว่าบริเวณอื่น แสดงให้เห็นว่าการดูดอากาศของคอมเพรสเซอร์ส่วนใหญ่จะเกิดที่บริเวณมุม 180° - 270° ซึ่งเกิดขึ้นเนื่องจากการเปลี่ยนแปลงพื้นที่หน้าตัดที่ไม่สมดุลที่ทางออกของช่องการไหลจึงทำให้มวลอากาศเข้าสู่บริเวณนี้ได้น้อยลง จึงทำให้ความดันในบริเวณนี้ลดลงและความเร็วสูงขึ้น ด้วยเช่นกันดังรูปที่ 16 และเมื่อวิเคราะห์ที่ความเร็วรอบที่แตกต่างกันก็ยังคงพบว่าพฤติกรรมต่างๆ ยังคงคล้ายเดิมแต่ค่าในแต่ละเทอมจะมีค่าสูงขึ้นเนื่องมาจากความเร็วรอบที่มากขึ้นนั่นเอง



รูปที่ 14 ตำแหน่งกึ่งกลางภายในช่องใบพัดที่ใช้พิจารณา



รูปที่ 15 แสดงความเร็วของอากาศระหว่างช่องการไหลของใบพัด



รูปที่ 16 แสดงความดันของอากาศระหว่างช่องการไหลของใบพัด

5. สรุปผล

ในบทความนี้ได้นำเสนอการวิเคราะห์และเปรียบเทียบผลลัพธ์จากวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณกับผลลัพธ์จากการทดลอง ของคอมเพรสเซอร์แบบแรงเหวี่ยงสำหรับเครื่องยนต์กังหันก๊าซขนาดเล็ก ซึ่งได้ติดตั้งอยู่ที่ คณะวิศวกรรมศาสตร์ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

การวิเคราะห์ด้วยวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณสำหรับคอมเพรสเซอร์แบบแรงเหวี่ยง ได้ถูกกำหนดเงื่อนไขขอบเขตตามเงื่อนไขที่ใช้ในการทดลอง

CST-2027

โดยปรับเปลี่ยนความเร็วรอบในการทำงานของใบพัด ซึ่งนำผลการจำลองทั้งจากแบบจำลอง $k-\epsilon$ และแบบจำลอง SST มาเปรียบเทียบกับผลการทดลองแล้ว พบว่าผลจากแบบจำลอง SST นั้นให้ผลลัพธ์ที่ใกล้เคียงกับการทดลองมากที่สุด โดยที่ความดันสถิตที่ทางออกของคอมเพรสเซอร์จากผลการจำลองจะได้ผลต่ำกว่าเมื่อเทียบกับผลการทดลองเฉลี่ยร้อยละ 10.16 แต่ความเร็วของอากาศที่ทางออกคอมเพรสเซอร์ในการจำลองจะให้ผลที่สูงกว่าผลการทดลองเฉลี่ยร้อยละ 10.60 และอุณหภูมิที่ทางออกของคอมเพรสเซอร์จากการจำลองจะให้ค่าใกล้เคียงกับผลการทดลองเฉลี่ยร้อยละ 1.29

นอกจากนี้เมื่อพิจารณาพฤติกรรมภายในของคอมเพรสเซอร์แบบแรงเหวี่ยง โดยแบ่งแยกการวิเคราะห์เป็น 2 ส่วน คือ ส่วนช่องการไหล และส่วนของใบพัด พบว่าค่าในแต่ละเทอม อาทิ ความดัน ความเร็ว ความหนาแน่น และอุณหภูมิ ที่ได้จากการจำลองมีความสมเหตุสมผล ดังนี้

(1) ภายในช่องการไหลความดันจะเป็นสัดส่วนโดยตรงกับความหนาแน่นและอุณหภูมิ แต่จะเป็นสัดส่วนผกผันกับความเร็วจนการไหลของอากาศเป็นผลมาจากแรงสู่ศูนย์กลาง

(2) พื้นที่หน้าตัดของช่องการไหลมีอิทธิพลต่อการกระจายความดัน ซึ่งเกิดจากการไหลที่มีลักษณะเป็นเกลียวของอากาศอีก รวมทั้งการสะสมของมวลในระนาบก่อนหน้าเข้ามาเสริม จึงทำให้ความดันเพิ่มขึ้น

(3) ที่ช่วงมุม $0^\circ-90^\circ$ อากาศจะไหลเข้าสู่ใบพัดของคอมเพรสเซอร์แบบแรงเหวี่ยงอย่างรวดเร็วเนื่องจากในบริเวณนี้จะมีความดันต่ำกว่าความดันบรรยากาศมากกว่าบริเวณอื่น

วิธีการปรับแก้ให้ได้ผลลัพธ์ที่มีความเหมาะสมมากขึ้นนั้นสามารถทำได้สองแนวทาง ในแนวทางแรกคือการสร้างแบบจำลองโดยใช้วิศวกรรมย้อนรอยมาช่วยในการสร้างแบบจำลองต้นแบบ หรืออีกแนวทางจะใช้ค่าปรับแก้มาชดเชยค่าในแต่ละเทอมให้กับแบบจำลองที่ได้ถูกออกแบบขึ้นมาใหม่แทน

6. กิตติกรรมประกาศ

ขอขอบคุณ รศ.ดร.จากรัฐ เจริญสุข ที่ให้คำปรึกษาและแนวทางในการแก้ปัญหา จนกระทั่งสำเร็จลุล่วงไปด้วยดี

7. เอกสารอ้างอิง

- [1] Badran, O.O. (1999). Gas-turbine performance improvements, Applied Energy, vol. 64, pp. 263 – 273.
- [2] Hagelstein, D., Hillewaert, K., Van den Braembussche, R.A., Engeda, A., Keiper, R. and Rautenberg, M. (2000). Experimental and Numerical Investigation of the Flow in a Centrifugal Compressor Volute, Journal of Turbomachinery, vol. 122, January 2000, pp. 22 – 31.
- [3] Fahua Gu, Abraham Engeda, Mike Cave and Jean-Luc Di Liberti (2001). A Numerical Investigation on the Volute/Diffuser Interaction Due to the Axial Distortion at the Impeller Exit, Journal of Fluids Engineering, vol. 123, September 2001, pp. 475 – 483.
- [4] Semi Kim, Junyoung Park, Kukyoung Ahn and Jehyun Baek (2010). Improvement of the Performance of a Centrifugal Compressor by Modifying the Volute inlet, Journal of Fluids Engineering, vol. 132(091101), September 2010, pp. 1 – 7.
- [5] Hillewaert, K. and Van den Braembussche, R.A. (1999). Numerical Simulation of Impeller-Volute Interaction in Centrifugal Compressor, Journal of Turbomachinery, vol.121, July 1999, pp. 603 – 608.
- [6] Duccio Bonaiuti, Andrea Arnone, Mirco Ermini and Leonardo Baldassarre (2006). Analysis and Optimization of Transonic Centrifugal Compressor Impellers Using the Design of Experiments

CST-2027

Technique, Journal of Turbomachinery, vol. 128,
October 2006, pp. 786 – 797.

[7] Zangeneh, M., Schleer, M., Pløger, F., Hong, S.S., Roduner, C., Ribí, B. and Abhari, R.S. (2004), Investigation of an Inversely Designed Centrifugal Compressor Stage-Part I: Design and Numerical Verification, Journal of Turbomachinery, vol.126, pp. 73 – 81.

[8] Schleer, M., Hong, S.S., Zangeneh, M., Roduner, C., Ribí, B., Pløger, F. and Abhari, R.S. (2004), Investigation of an Inversely Designed Centrifugal Compressor Stage-Part II: Experimental Investigations, Journal of Turbomachinery, vol.126, pp. 82 – 90.

[9] ANSYS CFX-Solver Theory Guide. ANSYS CFX Release 11.0, ANSYS Europe Ltd., 1996 – 2006.